Elena Miriţă

Traian Cicone George Dobre

# Sisteme cu ŞURUBURI DE MIŞCARE

Îndrumar de proiectare

PRINTECH
1998

Elena Miriţă

Traian Cicone George Dobre

# Sisteme cu ŞURUBURI DE MIŞCARE

Îndrumar de proiectare

FURAT DE LA
LUCIAN SEICIU

PRINTECH
1998

Descrierea CIP a Bibliotecii Nationale
MIRITA , ELENA
Sisteme cu suruburi de miscare : indrumar de Proiectare /Elena Mirita , Traian Cicone, George Dobre, - Bucuresti : Printech ,1998 (Andor Tipo)
212 p. : il. ; 30 cm.
Bibliogr.
ISBN 973-9402-39-9

I.Cicone,Traian
II.Dobre ,George

083.9:621.882.1(075.8)

Tehnoredactare: ing. TRAIAN CICONE

Procesare: tehn. DANIELA MANOLACHE
ing. BOGDAN KUCINSKI

Grafică: tehn. ADRIANA BRANDMAYER

# CUPRINS

# ANEXE

# PREFAȚĂ

Prezentul îndrumar, primul dintr-o serie mai largă, are menirea de a sprijini studenții și cadrele didactice în activitățile legate de proiectarea unui sistem tehnic cu o transmisie șurub-piuliță acționată manual.

Întrucît aceste activități se desfășoară la începutul uceniciei într-ale proiectării, îndrumarul cuprinde pe lîngă materialele ajutătoare - extrase din standarde, soluții constructive, date utile - și o serie de indicații de proiectare care se succed, pe cît posibil, într-o ordine corespunzătoare algoritmilor de lucru. Autorii speră că aceste indicații, destul de detaliate, nu vor elimina efortul creator și de înțelegere din partea studentului și nici strădaniile cadrului didactic pentru îndrumarea acestui efort.

Autorii mulțumesc anticipat pentru toate sugestiile care ar putea contribui la îmbunătățirea structurii și conținutului acestui îndrumar.

Autorii

# A. CONSIDERAŢII GENERALE

## 1. CARACTERIZAREA TRANSMISIEI ŞURUB-PIULIŢĂ

Transmisia şurub-piuliţă[1], alcătuită dintr-un şurub şi o piuliţă aflate în mişcare relativă în timpul funcţionării, realizează transmiterea şi transformarea mişcării şi a forţei. Cu aceste funcţii, transmisia şurub-piuliţă se întîlneşte frecvent în construcţia unor maşini simple cum sînt cricurile[2] şi presele manuale, în construcţia maşinilor unelte, a unor dispozitive de lucru, a unor aparate de măsură etc.

Tabelul A.1 prezintă o sinteză a combinaţiilor posibile pentru mişcarile elementelor cuplei şurub-piuliţă împreună cu exemple de utilizare.

Tabelul A.1

| Modul de mişcare | | Exemple de utilizare |
|---|---|---|
| al piuliţei | al şurubului | |
| Fixă | În mişcare de rotaţie şi translaţie | Cricurile, presele cu şurub |
| În mişcare de rotaţie şi translaţie | Fix | Braţul maşinilor radiale de găurit |
| În mişcare de translaţie | În mişcare de rotaţie | Şurubul conducător al strungului |
| În mişcare de rotaţie | În mişcare de translaţie | Transmisia şurub-piuliţă a păpuşii mobile a strungului |

Ca principale avantaje ale folosirii transmisiei şurub-piuliţă se pot enumera: construcţia şi execuţia relativ simple, precizia bună, funcţionarea fără zgomot, gabaritul redus, posibilitatea transmiterii unor forţe relativ mari. Ca principal dezavantaj se menţionează existenţa unor frecări importante între spirele filetelor, care determină randamente mici, uzuri mari (ce conduc în timp la jocuri mari) şi în consecinţă viteze de lucru limitate. Acest neajuns este în parte eliminat de transmisiile cu bile ("şuruburile cu bile") la care frecarea de alunecare este înlocuită cu frecarea de rostogolire.

### EXEMPLE DE UTILIZARE A TRANSMISIEI ŞURUB-PIULIŢĂ ÎN CONSTRUCŢIA DE MAŞINI

Figurile A.1 ... A.15 prezintă schemele cinematice de principiu ale celor mai reprezentative sisteme care pot constitui obiectul proiectului de an.

Se utilizează următorul sistem unitar de notaţii: 1,1' - şurub; 2,2' - piuliţă; 3 - corp; 4 - element de lucru (cupă, platou etc.); 5 - pîrghie sau alt dispozitiv de acţionare; 6 - pîrghii de construcţie a corpului; a - lagăr axial; r - lagăr radial.

În continuare se face o prezentare sumară a particularităţilor constructiv-funcţionale ale acestor sisteme tehnice.

<u>Cric simplu</u> (fig. A.1). Şurubul principal 1 execută atît mişcare de rotaţie cît şi cea de translaţie. Piuliţa 2 este fixată în corpul 3.

---

1) Se utilizează şi alţi termeni cum ar fi: şurub de mişcare, şurub de mişcare şi forţă, mecanism cu şurub.
2) Se poate folosi şi termenul - vinci.

Pentru evitarea mişcărilor relative între sarcina de ridicat şi cupa 4, aceasta trebuie să se rotească liber pe capul şurubului 1, deci între cupă şi şurub există un lagăr axial care poate fi de alunecare sau de rostogolire (rulment axial); utilizarea rulmentului este avantajoasă în special pentru ridicarea sarcinilor mari, cînd se obţin reduceri însemnate ale momentului de frecare rezistent dintre cupă şi şurub.

Cric pentru platforme auto (fig. A.2). Şurubul principal 1 execută atît mişcarea de translaţie, cît şi cea de rotaţie. Piuliţa 2 este fixă în corpul 3. Platforma de ridicat 4 este ghidată pe corpul 3.

Cric cu piuliţă rotitoare (fig. A.3). Piuliţa 2 execută mişcarea de rotaţie iar şurubul 1 mişcarea de translaţie. Pentru această variantă constructivă frecarea dintre cupă şi şurubul cricului simplu (fig. A.1) se înlocuieşte cu frecarea dintre piuliţa 2 şi corpul 3.

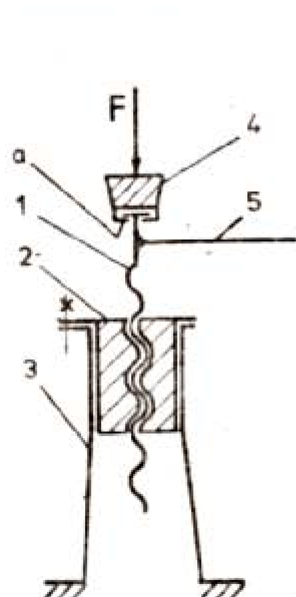



Fig. A.1

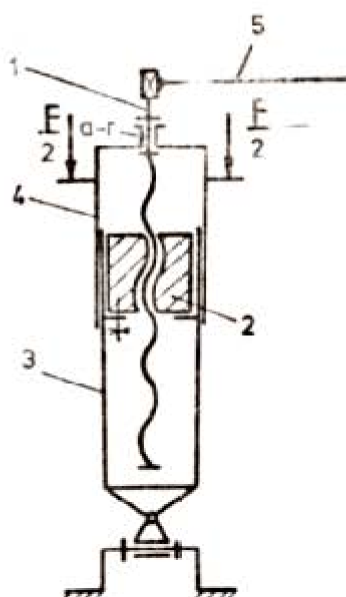



Fig. A.2

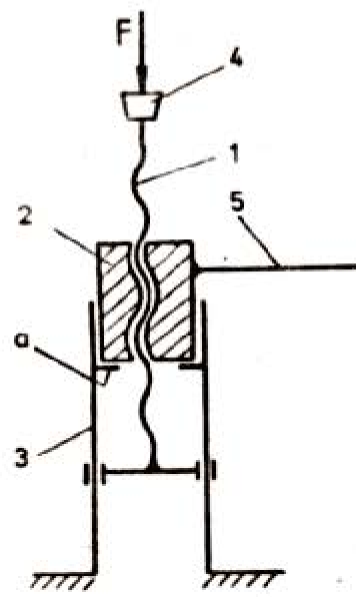



Fig. A.3

Cric pentru sarcini laterale (fig. A.4). La acest cric şurubul principal 1 - execută mişcarea de rotaţie, iar piuliţa 2 - mişcarea de translaţie. De remarcat construcţia corpului cu fanta necesara culisării manivelei.

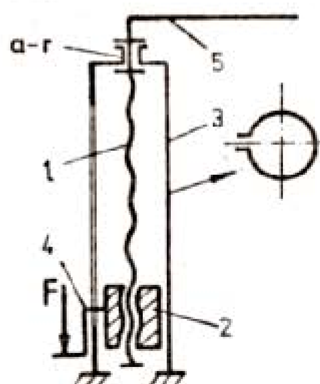



Fig. A.4

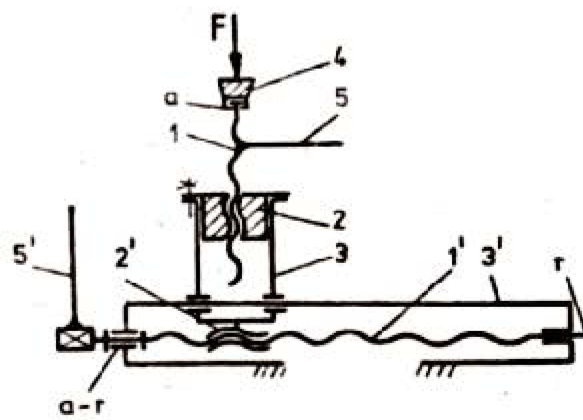



Fig. A.5

**Cric simplu pe glisiere** (fig. A.5). Toate variantele enumerate pînă acum (fig. A.1 - A.4) pot fi completate cu încă o transmisie şurub-piuliţă 1'-2' plasată orizontal, care să facă posibile deplasările laterale ale sarcinii.

4. **Cricuri telescopice** (fig. A.6). Sînt cricuri cu două şuruburi de ridicare. Piuliţa 2 a şurubului principal 1 face corp comun cu şurubul secundar 1'. Se pot concepe trei variante constructive:

**Varianta a (fig. A.6a).** Acţionarea se face prin şurubul secundar 1'. Cupa 4 se poate roti faţă de capul şurubului principal 1. Dacă momentul de frecare dintre cupă şi capul şurubului principal este mai mic decît momentul din filetul comun al celor două şuruburi (cazul uzual în practică), în timpul acţionării cricului nu va apare mişcare relativă între şuruburi. Acest tip de cric este folosit cînd distanţa dintre sarcină şi cupă este mare şi nu se impune cerinţa ridicării rapide a acesteia. Cupa se aduce în apropierea sarcinii prin rotirea cu mîna a şurubului principal - apoi se utilizează dispozitivul de acţionare 5 plasat pe şurubul secundar. Dacă momentul de frecare dintre cupă şi capul şurubului principal este mai mare decît momentul de înşurubare din filetul comun celor două şuruburi la acţionarea şurubului secundar se produce şi ridicarea şurubului principal 1 în raport cu şurubul secundar 1'. În această situaţie cricul este cu dublă acţiune (vezi fig. A.6c).

5. Filetele celor două şuruburi trebuie să aibă sensuri contrare.

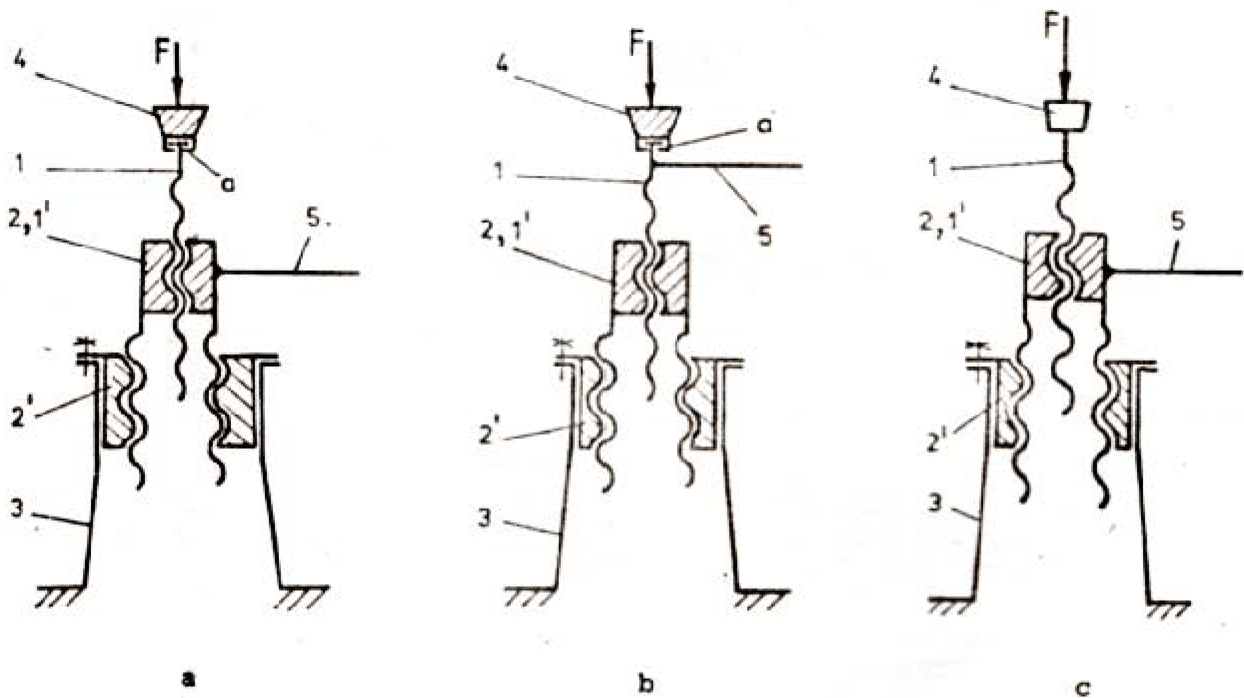



**Fig. A.6**

Varianta b (fig. A.6b). Acţionarea se face prin şurubul principal. La manevrarea pîrghiei se produce mai întîi ridicarea şurubului principal în cel secundar şi ulterior - la terminarea cursei şurubului principal - are loc şi ridicarea şurubului secundar în piuliţa 2' (deoarece
7 momentul de înşurubare în filetul cuplei celor două şuruburi este mai mic decît momentul din filetul cuplei şurub secundar 1'- piuliţa 2').

8 Filetele celor două şuruburi au acelaşi sens.

**Varianta c.** Cupa este fixată de şurubul principal. Întrucît momentul de frecare dintre cupă şi sarcină este, de regulă, mai mare decît momentul de înşurubare din cupla 1-1' la acţionarea şurubului secundar se produce deplasarea simultana a ambelor şuruburi. Cricul se mai numeşte

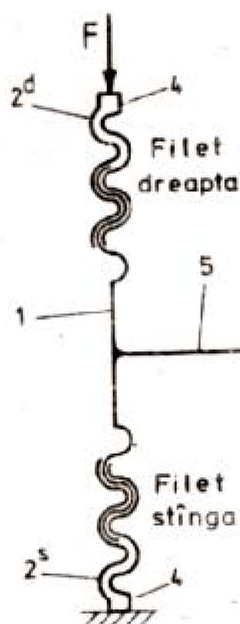



Fig. A.7

"cu dublă acţiune". Filetele celor două cuple trebuie să aibă sensuri contrare.

Cric dublu (fig. A.7). Filetele celor două cuple au sensuri diferite astfel încît la acţionarea şurubului 1 se obţine apropierea sau îndepartarea simultană a piuliţelor 2 care joacă şi rolul de cupă.

Cric auto cu pîrghii (fig. A.8). Deplasarea pe verticală a sarcinii se face cu ajutorul unui mecanism în care şurubul 1 are o mişcare de rotaţie, iar piuliţa 2 - o mişcare de translaţie. Capetele pîrghiilor 6 se prezintă în forma unor sectoare dinţate. Prin angrenarea acestora se evită balansarea în plan vertical a cricului faţă de bază, sau a cupei 4 faţă de elementele sale de legatură.

Se poate obţine o altă variantă a acestui cric înlocuind lagărul axial-radial (a-r) cu o a doua piuliţă, cu filet de sens contrar.

O altă variantă de cric cu pîrghii este indicată în figura A.9.

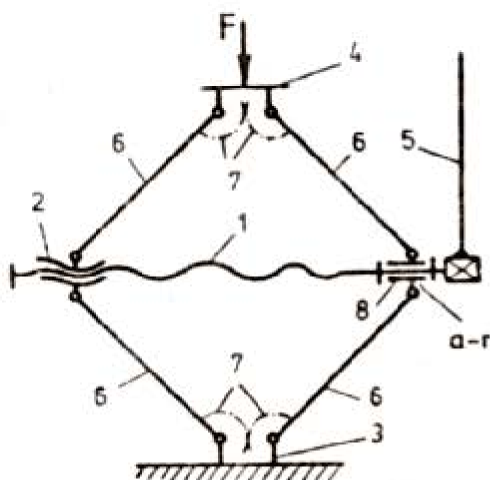



Fig. A.8

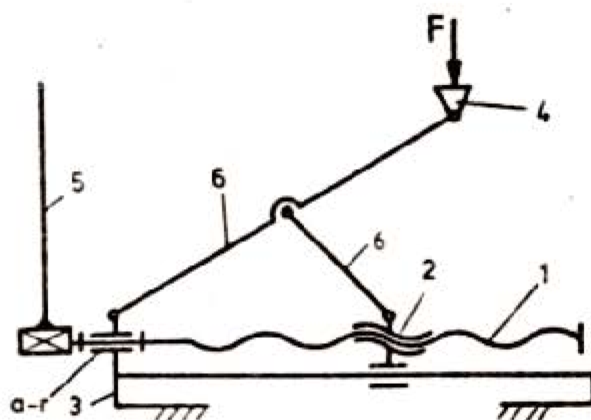



Fig. A.9

Tirant sau ancoră reglabilă (fig. A.10). Filetele celor două cuple au sensuri diferite astfel încît la rotirea corpului 3 se obţine apropierea sau îndepărtarea simultană a celor două şuruburi 1.

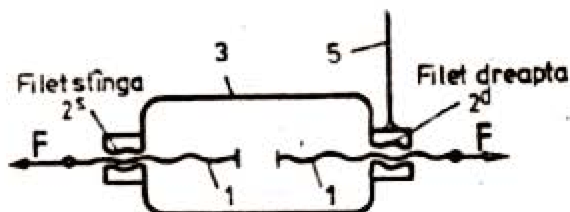



Fig. A.10

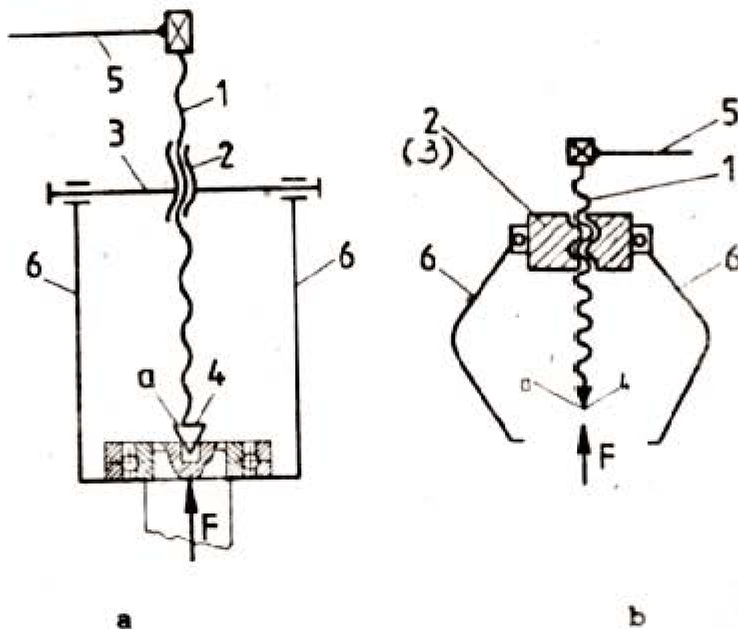



Fig.A.11

**Extractor pentru roţi, rulmenţi** (fig. A.11). Şurubul 1 execută mişcările de rotaţie şi de translaţie. Piuliţa 2 este fixată în corpul 3. În varianta din figura A.11.a braţele 6 se pot deplasa pe traversa 3, astfel încît ghearele cu care sînt prevăzute să apuce în mod convenabil elementul de extras. O altă variantă de extractor este prezentată în figura A.11 b în care braţele în număr de trei sînt articulate în corpul extractorului.

**Prese** (fig. A.12). Şurubul 1 execută atît mişcarea de rotaţie cît şi cea de translaţie. Piuliţa 2 este fixă. Corpul presei poate avea forme diferite, respectiv:

- cu o coloană (fig. A.12a);
- cu două coloane (fig. A.12b).

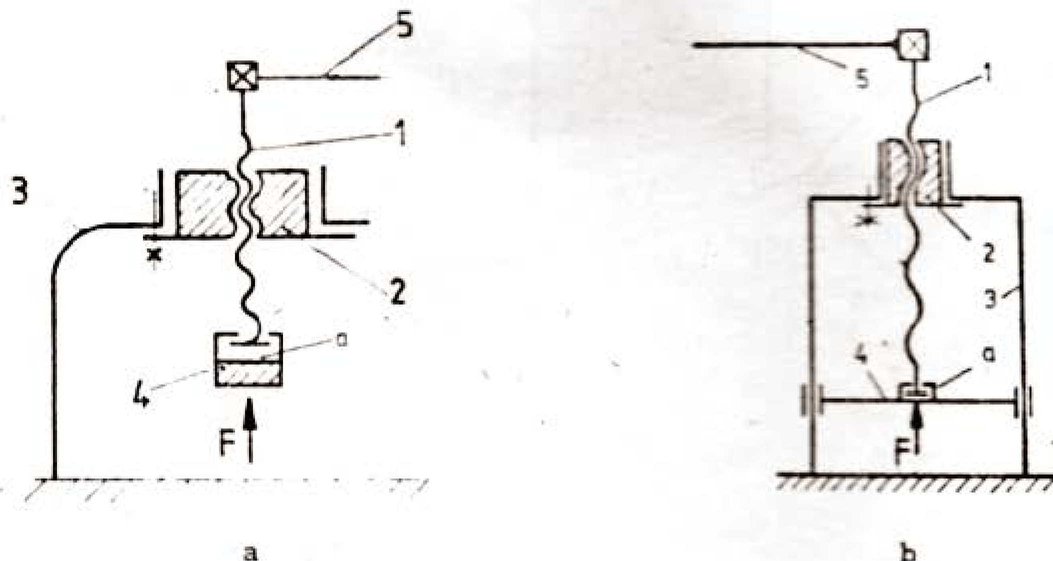



Fig. A.12

**Presă cu piuliţă rotitoare** (fig. A.13). Piuliţa 2 execută mişcarea de rotaţie, iar şurubul 1 - o mişcare de translaţie.

**Presă cu pîrghii** (fig. A.14). Se utilizează două piuliţe 2 legate prin pîrghiile 6 cu platoul 4 ghidat pe ghidajele corpului 3.

**Menghine** (fig. A.15). Şurubul 1 execută mişcarea de rotaţie iar piuliţa 2 o mişcare de translaţie. Variantele din figurile A.15a şi A.15b diferă între ele prin poziţia fălcii mobile 4. Varianta din figura A.15c este cu ambele fălci mobile.

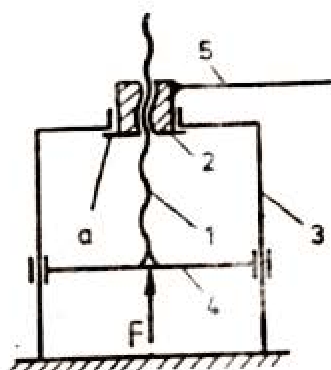



Fig. A.13

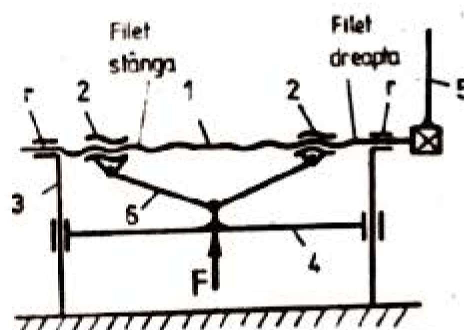
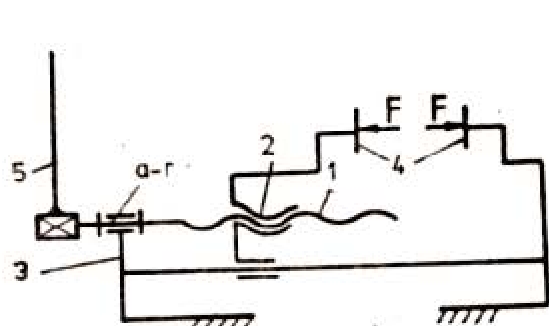
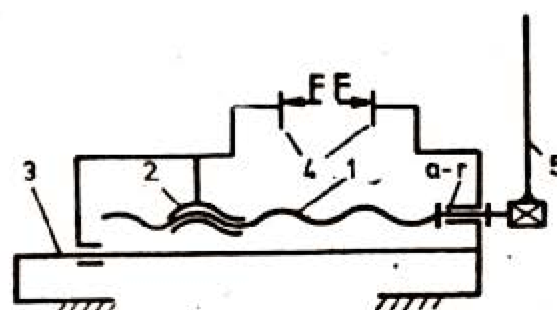


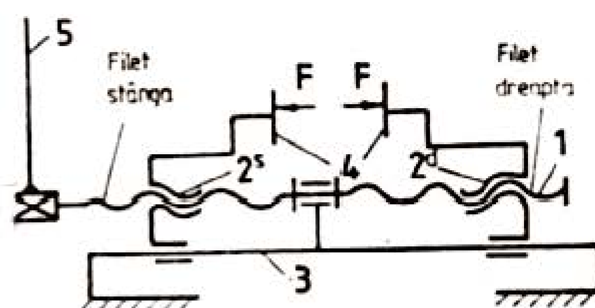

Fig. A.14




a




b




c

Fig. A.15

# B. METODOLOGIA PROIECTĂRII SISTEMULUI

Procesul de proiectare al unui produs oarecare este o activitate complexă, iterativă, ale cărei principale etape sînt prezentate în figura B.1, împreună cu interconectarea dintre ele. Pe baza acestei scheme bloc a fost compartimentat materialul prezentului îndrumar.

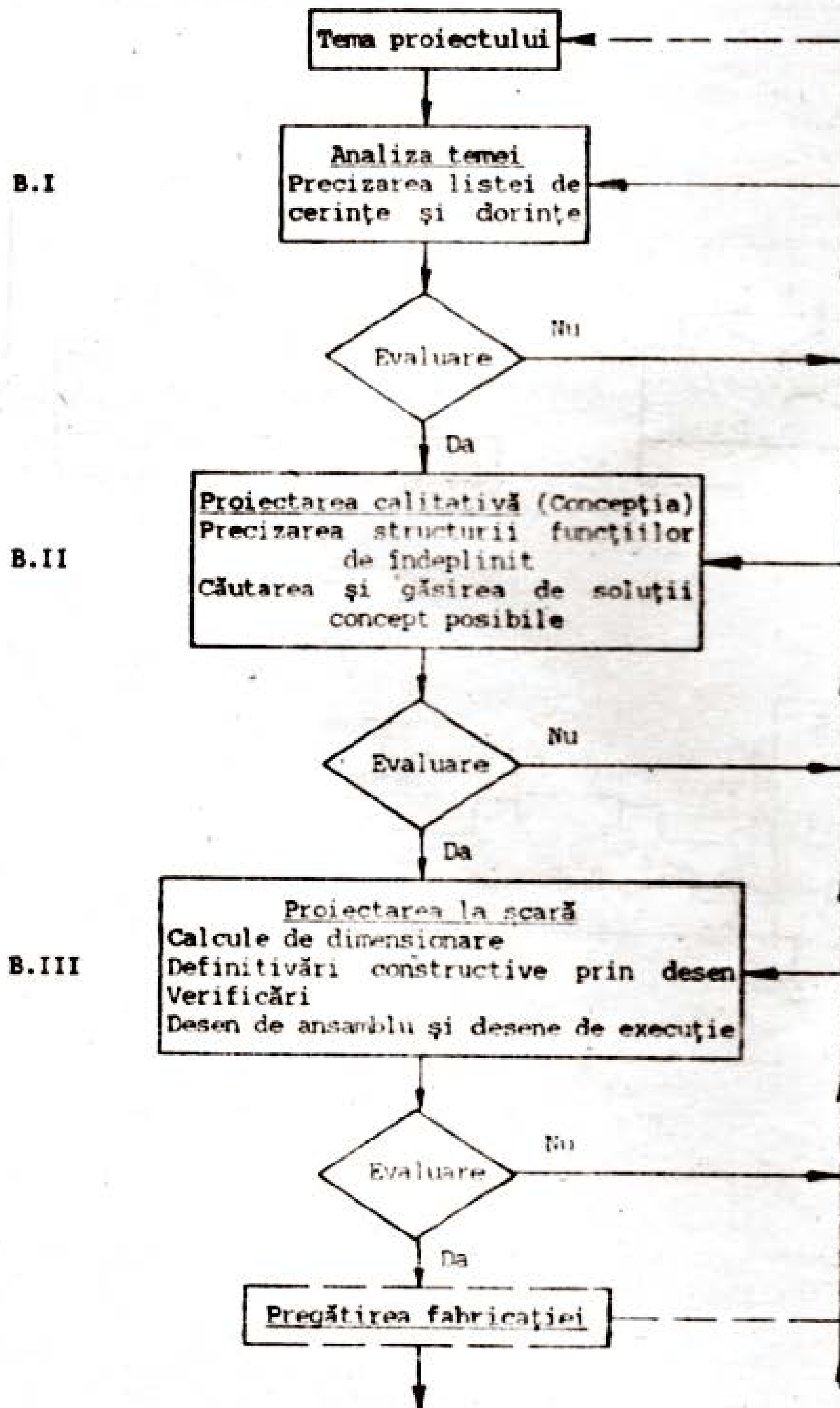



Fig. B.1

## B.I. ANALIZA TEMEI

Analiza temei constituie prima etapă în rezolvarea oricărei proiectări. În această fază se precizează o listă de cerințe care trebuie, sau doar se vor a fi îndeplinite de către obiectul proiectării. Între cerințele din listă sînt unele care constituie condiții restrictive - fără de care sistemul nu poate funcționa, nu-și îndeplinește funcția etc. Aceste condiții restrictive vor fi denumite în continuare - ***cerințe***. Celelalte condiții a căror realizare este doar dorită vor fi denumite - ***dorințe***.

Pentru temele de mare anvergură, în etapa de analiză a temei pot avea loc, pe lîngă activitățile de documentare, prospectări ale pieței chiar și unele calcule - care pot conduce la concretizarea și uneori chiar la modificarea unor date din temă.

Exemplu:

Tema proiectului: Să se proiecteze un cric auto pentru o sarcină maximă F=8000 N; distanța minimă sol-caroserie, sub sarcină, $H_{min}$=250mm; distanța maximă sol-caroserie (inclusiv înălțimea de ridicare), $H_{max}$=500mm.

În faza de analiză a temei se pot găsi următoarele cerințe și dorințe:

*Cerințe*:

- Să se poată regla înălțimea pînă la caroserie.
- Să deplaseze pe verticală 8000 N, între $H_{min}$=250 mm și $H_{max}$=500 mm.
- Să nu alunece, sub sarcină, de sub caroserie (să nu se răstoarne).
- Să se poată acționa manual, cu o forță de acționare de cel mult 150 N.
- Să se poată acționa de pe o singură parte.
- Să nu se afunde în pămîntul moale.

*Dorințe*:

- Acționare ușoară (randament bun).
- Acționare rapidă (timp de ridicare mic).
- Gabarit și greutate mică.
- Cost redus.
- Durabilitate bună (cît autovehiculul).
- Construcție simplă.

**Observații:**

1) În anumite situații dorințe de tipul celor de mai sus pot deveni condiții restrictive (cerințe). De exemplu, dacă gabaritul este impus de condiția de încadrare în dimensiunile portbagajului această dorință devine cerință. La fel se poate întîmpla și cu greutatea sau costul cricului. În mod normal date de acest fel ar trebui incluse însă în tema proiectului.

2) Comparați tema anterior enunțată cu următoarea formulare: *Să se proiecteze un cric pentru automobilul DACIA 1310.*

## B.II. PROIECTAREA CALITATIVĂ (CONCEPŢIA)

4. În faza proiectării calitative se caută soluţii concept (soluţii de principiu) pentru sistemul de proiectat. Punctul de plecare în această etapă este lista de <u>cerinţe</u> anterior stabilită. Printr-un proces de analiză şi abstractizare aceste cerinţe se transpun în *<u>funcţii</u>* de îndeplinit de către sistem. Cu cît formularea acestor funcţii este mai generală, cu atît numărul soluţiilor care se pot găsi este mai mare. Este important să se găsească cît mai multe soluţii posibile întrucît, în continuare, din mulţimea acestora se alege varianta care satisface cel mai bine lista de <u>dorinţe</u> formulată în faza de analiză a temei. Cu anumite limite, optimizările sînt posibile şi în faza proiectării calitative, prin utilizarea tehnicilor de "analiză a valorii" [4].

<u>Exemplu</u>: Faza de concepţie a unui cric auto corespunzător temei anterior analizată.

*<u>Funcţia generală</u>*

♦ Deplasarea unei sarcini (mari) pe verticală, prin acţionarea manuală (cu o forţă relativ mică).

5 *<u>Funcţii parţiale</u>*

◊ Preluarea sarcinii (rezemarea) şi transmiterea ei către sol.

◊ Deplasarea sarcinii pe verticală.

◊ Transmiterea energiei omului (forţă şi mişcare) către elementul pe care se reazemă sarcina.

Funcţiile de mai sus pot fi îndeplinite de către o mare varietate de soluţii calitative cum sînt cele din figurile: A.1, A.2, A.3, A.4, A.5, A.6, A.7, A.8, A.9.

*Observaţii:*

1) *Căutarea şi găsirea soluţiilor concept se realizează prin activităţi care decurg încă în mod precumpănitor euristic (creativ). Posibilitatea utilizării calculatorului şi în această fază a proiectării, a condus de mai mult timp la o serie de acţiuni în direcţia <u>algoritmizării concepţiei</u> ("inteligenţă artificială"). Problema este dificilă şi complexă căci sînt necesare metode, limbaje şi baze de date specializate în acest scop [10]. Sistemele expert care se caută a fi puse la punct pot contribui şi ele la*
6 *creşterea eficienţei şi calităţii activităţilor de proiectare calitativă.*

2) *Soluţiile enumerate mai sus nu au fost obţinute printr-o tratare sistematică. Lista este departe de a fi completă (lipsesc cricurile cu acţionare prin sisteme hidraulice şi altele). Ele s-au prezentat cu scopul de a vă pune în faţă problema alegerii <u>celei mai bune variante</u> în raport cu lista de dorinţe. Încercaţi să faceţi acest lucru! Este greu. Lipsind datele necesare, nu se pot face decît afirmaţii calitative. Cunoscînd tehnicile de "analiză a valorii" puteţi ieşi din încurcătură!*

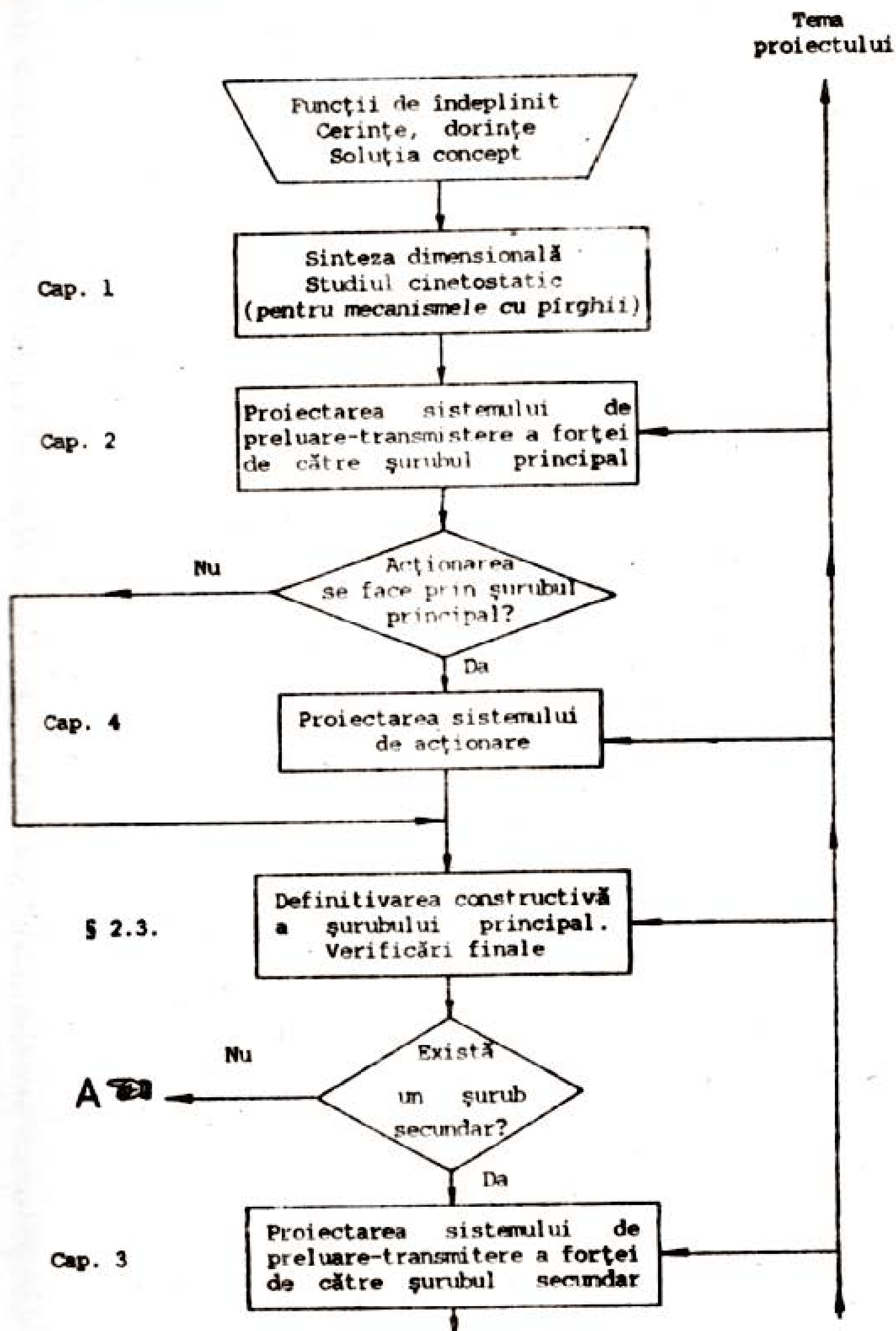
3) *Tematica proiectului de an nu implică abordarea metodelor de sinteză, care se studiază la disciplina "Teoria mecanismelor". Evident, însă, mecanismele componente din schemele cinematice care se propun trebuie sa fie desmodrome. Proiectare cricurilor şi*
7 *a preselor cu pîrghii - mecanisme cu pîrghii - trebuie totuşi să înceapă cu un scurt capitol privind <u>sinteza dimensională şi analiza cinetostatică</u>.*

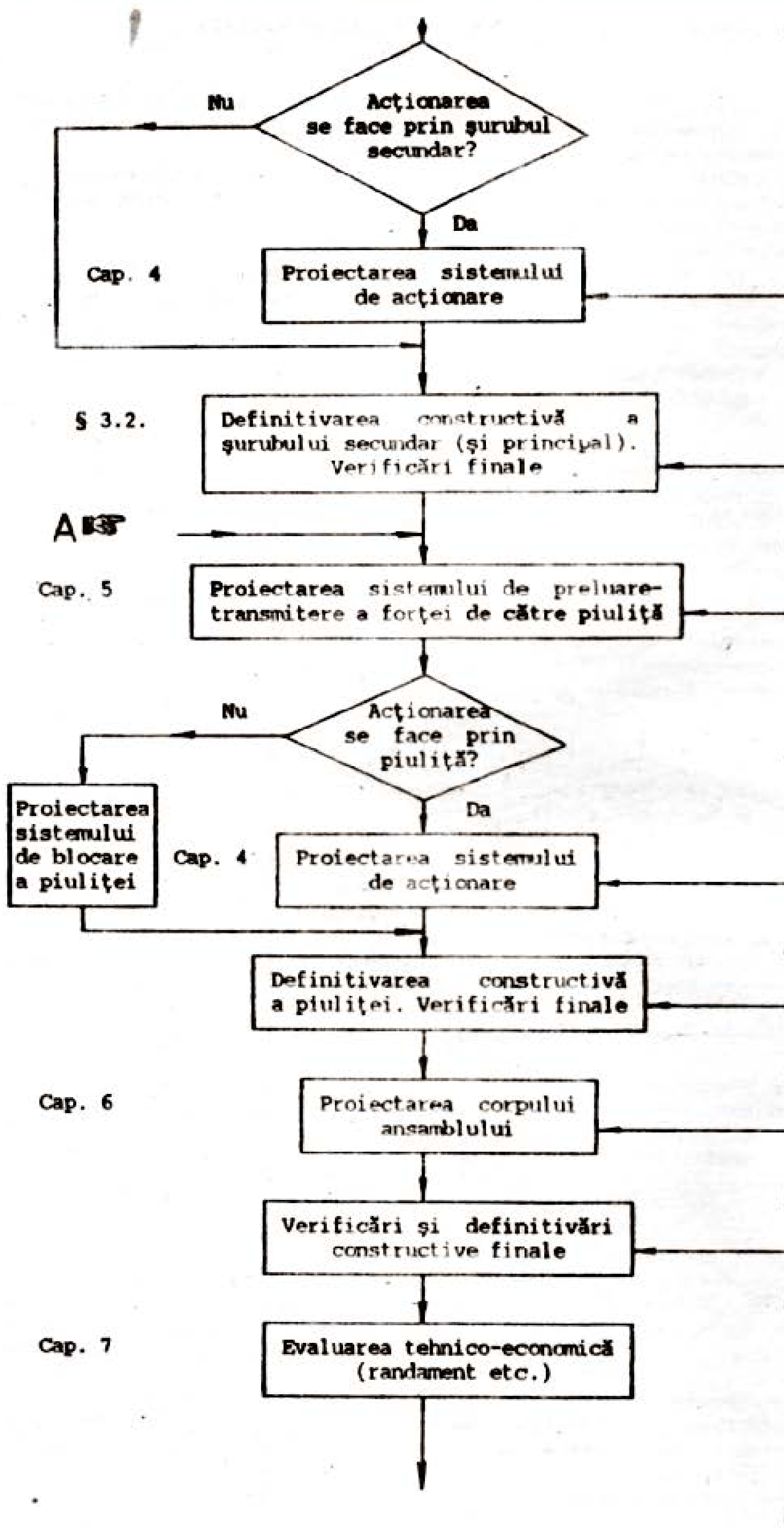
4) *De cele mai multe ori, din motive didactice, prin tema proiectului se impune o anumită soluţie concept a ansamblului. Proiectarea calitativă, aşa cum a fost descrisă, se va desfăşura la nivelul subsistemelor componente.*

## B.III. PROIECTAREA LA SCARĂ A ANSAMBLULUI

Figura B.2 prezintă o variantă, relativ generală, de algoritm pentru proiectarea la scară a unei transmisii şurub-piuliţă, inclusă în cricuri, prese, menghine sau alte dispozitive de lucru acţionate manual.

Algoritmul are în vedere o abordare preponderent funcţională a proiectării. Aspectele de ordin structural şi constructiv sînt subordonate cerinţei îndeplinirii rolului funcţional.




Nu
Acţionarea se face prin şurubul secundar?
Da
Cap. 4
Proiectarea sistemului de acţionare
§ 3.2.
Definitivarea constructivă a şurubului secundar (şi principal). Verificări finale
A
Cap. 5
Proiectarea sistemului de preluare-transmitere a forţei de către piuliţă
Nu
Acţionarea se face prin piuliţă?
Da
Proiectarea sistemului de blocare a piuliţei
Cap. 4
Proiectarea sistemului de acţionare
Definitivarea constructivă a piuliţei. Verificări finale
Cap. 6
Proiectarea corpului ansamblului
Verificări şi definitivări constructive finale
Cap. 7
Evaluarea tehnico-economică (randament etc.)

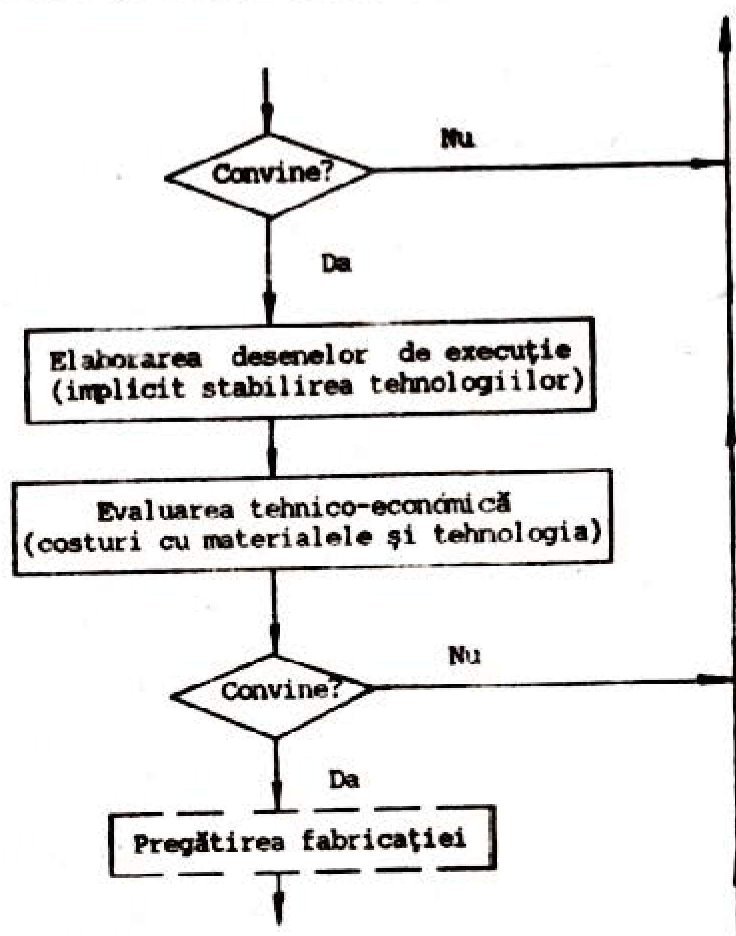

Convine?
Nu
Da
Elaborarea desenelor de execuţie (implicit stabilirea tehnologiilor)
Evaluarea tehnico-economică (costuri cu materialele şi tehnologia)
Convine?
Nu
Da
Pregătirea fabricaţiei

Fig. B.2

# 1. SINTEZA DIMENSIONALĂ ŞI STUDIUL CINETOSTATIC AL MECANISMULUI

Proiectarea la scară a dispozitivelor de tipul celor din fig. A8, A9, A13, în structura cărora intră mecanisme cu pîrghii, trebuie să înceapă cu sinteza dimensională şi analiza cinetostatică a mecanismelor respective.

În principiu, aceste două aspecte sînt de rezolvat pentru toate variantele de sistem care fac obiectul îndrumarului. În proiectarea sistemelor pentru care soluţiile problemelor de mai sus sînt evidente, acest capitol poate lipsi.

Ca exemplu, se abordează <u>cricul auto cu pîrghii</u> (fig. A8).

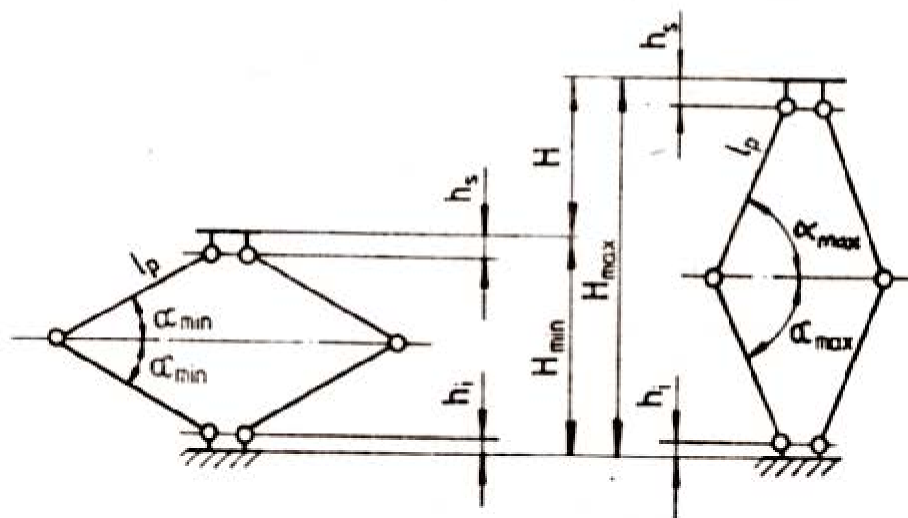



Fig. 1.1

## 1.1 SINTEZA DIMENSIONALĂ

Sinteza dimensională are ca obiectiv principal determinarea lungimii pîrghiilor. Prin tema proiectului se precizează (sau se pot preciza):

- $H_{min}$ - înălţimea minimă sub sarcină şi $H$ - cursa,

sau

- $H_{min}$ şi $H_{max}$ - înălţimea maximă sub sarcină.

<u>Observaţie:</u>
*Înălţimea minimă sub sarcină depinde de construcţia autovehiculului.*

Figura 1.1 prezintă cricul în cele două poziţii extreme, în care cu $l_p$ s-a notat lungimea unei pîrghii, iar $(h_i+h_s)=\Delta$.

Trebuie determinate 4 necunoscute: $l_p$, $\alpha_{min}$, $\alpha_{max}$ şi $\Delta$.

Se pot scrie două ecuaţii:

$$H_{min} = 2\,l_p \sin\alpha_{min} + \Delta$$
$$H_{max} = 2\,l_p \sin\alpha_{max} + \Delta \qquad (1.1)$$

sau

$$H_{min} = 2\,l_p \sin\alpha_{min} + \Delta$$
$$H = H_{max} - H_{min} = 2\,l_p\,(\sin\alpha_{max} - \sin\alpha_{min}) \quad (1.2)$$

Pentru soluționarea problemei trebuie introduse încă două condiții (ecuații). Se pot impune următoarele mărimi:

◊ $\alpha_{min}$ și $\alpha_{max}$,

sau

◊ $\alpha_{min}$ și $\Delta$.

(Se recomandă: $\alpha_{min} = 30°$, $\alpha_{max} = 70° \div 80°$, $\Delta = h_1 + h_s = 75 \div 100$ mm).
Rezultă celelalte două mărimi necunoscute: $l_p$ și una din mărimile $\alpha_{max}$ sau $\Delta$.

**ATENȚIE !** $\Delta$ nu trebuie să fie prea mic - pentru a putea fi realizat efectiv.

## 1.2 STUDIUL CINETOSTATIC

Studiul cinetostatic se face în scopul determinării forțelor care acționează în elementele mecanismului.

Mecanismul din structura cricului constituie un sistem static determinat (gradul de mobilitate este 1 și are un singur element conducător - șurubul). Deci, reacțiunile din cuplele cinematice, se pot determina din condițiile de echilibru.

Fig. 1.2 prezintă forțele implicate. Se studiază cazul în care forța F acționează simetric pe cupă. În această situație momentul care tinde să basculeze elementele cricului în plan vertical este zero și corespunzător și forțele $F_n$ de pe dinții celor două sectoare danturate sînt nule.

Se scriu condițiile de echilibru:

$$(\Sigma\overline{F})_4 = 0;\quad F = 2\,R_{64}\sin\alpha; \quad \rightarrow \quad R_{64} = \frac{F}{2\sin\alpha}$$

$$(\Sigma\overline{F})_6 = 0;\quad \overline{R}_{46} = -\overline{R}_{64};\quad \overline{R}_{46} + \overline{R}_{26} = 0;\quad R_{26} = R_{46} = R_{64} = \frac{F}{2\sin\alpha} \quad (1.3)$$

$$(\Sigma\overline{F})_2 = 0;\quad \overline{R}_{62} = -\overline{R}_{26}; \quad \rightarrow \quad R_{62} = \frac{F}{2\sin\alpha};\quad F_1 = 2\,R_{62}\cos\alpha$$

Din relațiile de mai sus rezultă ecuația de legătură dintre forța din șurub, $F_1$, și greutatea ridicată, $F$.

$$F_1 = F\,ctg\alpha \quad (1.4)$$

Similar se poate calcula forța din fiecare bară componentă a corpului:

$$F_6 = R_{46} = \frac{F}{2\sin\alpha} \quad (1.5)$$

**Observație:**

Dacă forța se aplică excentric (linie întreruptă în fig. 1.2), apare tendința de rotire a pîrghiei 6 - ceea ce conduce la apariția pe flancurile dinților a unor forțe $F_n$. Condițiile de echilibru, conduc în acest caz, la relația:

$$F_n = \frac{F \cdot a}{h_a} \quad (1.6)$$

În aceste condiţii forţa $F_n$ - modifică întrucîtva reacţiunile de mai sus, însă dacă excentricitatea $a$ este mică, forţa $F_n$ se poate neglija.

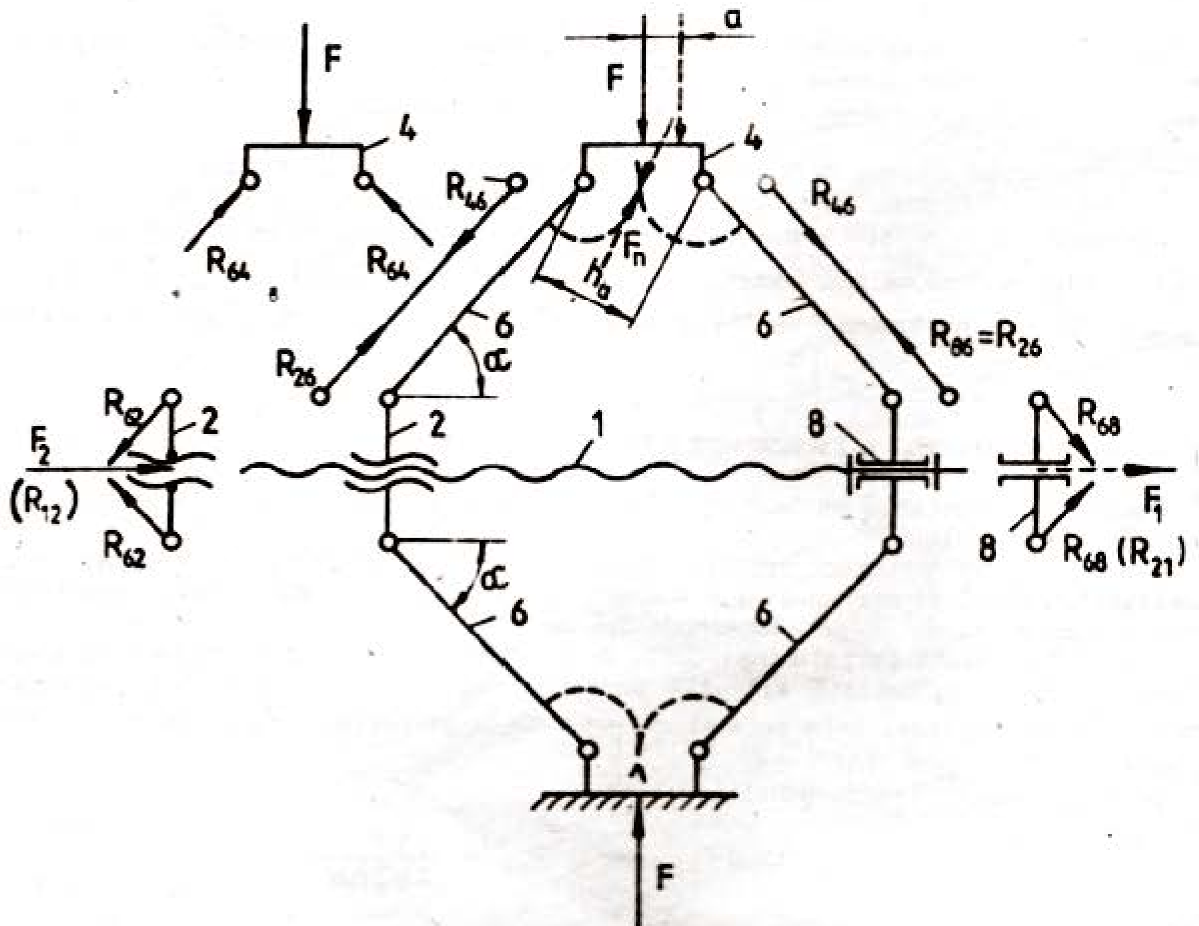



Fig. 1.2

# 2. PROIECTAREA SISTEMULUI DE PRELUARE-TRANSMITERE A FORŢEI DE CĂTRE ŞURUBUL PRINCIPAL

## 2.1. PROIECTAREA CUPLEI ŞURUB-PIULIŢĂ

♦ Funcţii de îndeplinit: Transformarea şi transmiterea mişcării şi a forţei (transmiterea unui flux energetic).

În figura 2.1 se prezinta o variantă de algoritm simplu - fără optimizare - pentru proiectarea cuplei şurub-piuliţă. După familiarizarea cu problemele de rezolvat se poate trece la un algoritm cu optimizare. Pentru a obţine însă efecte pozitive semnificative' acest algoritm trebuie să se extindă asupra întregului sistem.

### 2.1.1. PRECIZAREA SOLICITĂRILOR ŞI A FORMELOR DE DETERIORARE POSIBILE

Dimensiunile cuplei şurub-piuliţă - deci ale celor două filete în contact - sînt determinante pentru următoarele:

*Rezistenţa corpului (tijei) şurubului la solicitările compuse şi la flambaj* (pentru şuruburi supuse la compresiune); pentru că diametrul corpului şurubului este egal cu diametrul interior al filetului acestuia.

Pentru a pune în evidenţă tipul solicitărilor care se produc, se construiesc diagramele de eforturi. Figurile 2.2 ... 2.18 prezintă aceste diagrame pentru un mare număr de variante de sistem. În aceste figuri s-au reprezentat şi diagramele de eforturi pentru celelalte elemente componente. Pentru eforturile care apar în elementul i în contact cu elementul j, se folosesc următoarele notaţii: $F_i$ - forţa axială: $M_{ij}$ - moment. Indicii superiori au semnificaţiile: r - radial, a - axial, s - stînga, d - dreapta. Momentul de acţionare se notează $M_{tot}$. Variaţia pe înălţimea piuliţei a momentului de înşurubare, $M_{21}$, şi variaţia momentelor de frecare în lagarele radiale se schematizează printr-o dependenţă liniară.

*Rezistenţa spirelor filetului şurubului şi al piuliţei*. Spirele se pot distruge prin uzare sau rupere.

La vitezele mici la care are loc acţionarea sistemelor care fac obiectul îndrumarului, hotărîtoare pentru tipul şi intensitatea uzării sînt *tensiunile de contact (presiunile)* între spire.

Ruperea spirelor poate avea loc ca urmare a solicitărilor de *încovoiere şi forfecare* la piciorul filetului.

Se face observaţia că în realizarea rezistenţei filetului sînt deopotrivă implicate dimensiunile filetelor cît şi numărul de spire în contact.

În concluzie, cupla şurub-piuliţă trebuie să îndeplinească următoarele *cerinţe*:

- transmiterea şi transformarea mişcării şi a forţei;
- rezistenţa corpului (tijei) şurubului;
- rezistenţa spirelor filetelor şurubului şi piuliţei;
- asigurarea condiţiei de autofrînare.

Se *doreşte* totodată:

- un cost redus (material şi manoperă);
- o bună durabilitate;
- un bun randament etc.

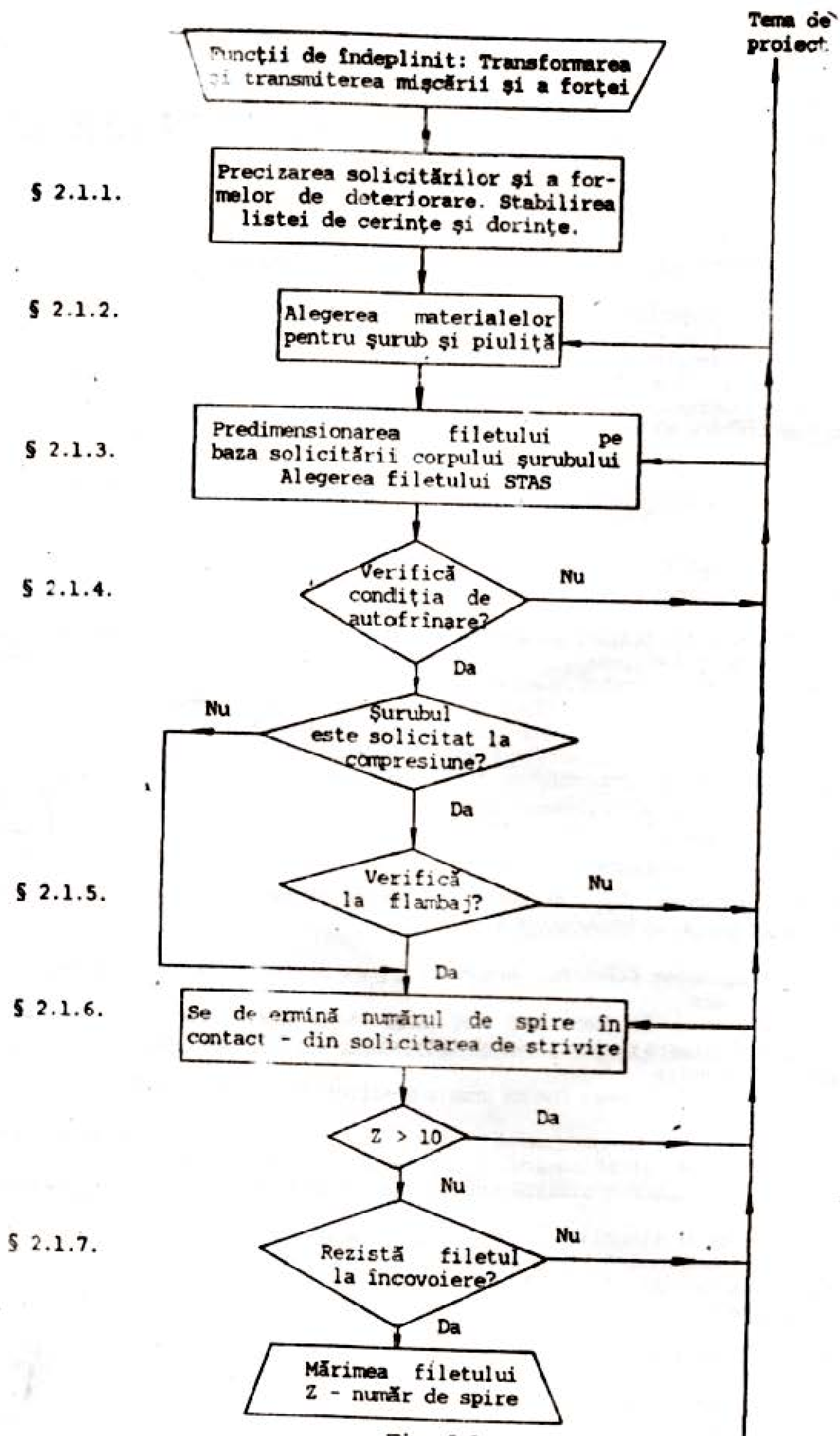

Tema de proiect
Funcţii de îndeplinit: Transformarea şi transmiterea mişcării şi a forţei
§ 2.1.1.
Precizarea solicitărilor şi a formelor de deteriorare. Stabilirea listei de cerinţe şi dorinţe.
§ 2.1.2.
Alegerea materialelor pentru şurub şi piuliţă
§ 2.1.3.
Predimensionarea filetului pe baza solicitării corpului şurubului Alegerea filetului STAS
§ 2.1.4.
Verifică condiţia de autofrînare?
Nu
Da
Nu
Şurubul este solicitat la compresiune?
Da
§ 2.1.5.
Verifică la flambaj?
Nu
Da
§ 2.1.6.
Se determină numărul de spire în contact - din solicitarea de strivire
Z > 10
Da
Nu
§ 2.1.7.
Rezistă filetul la încovoiere?
Nu
Da
Mărimea filetului Z - număr de spire

Fig. 2.1

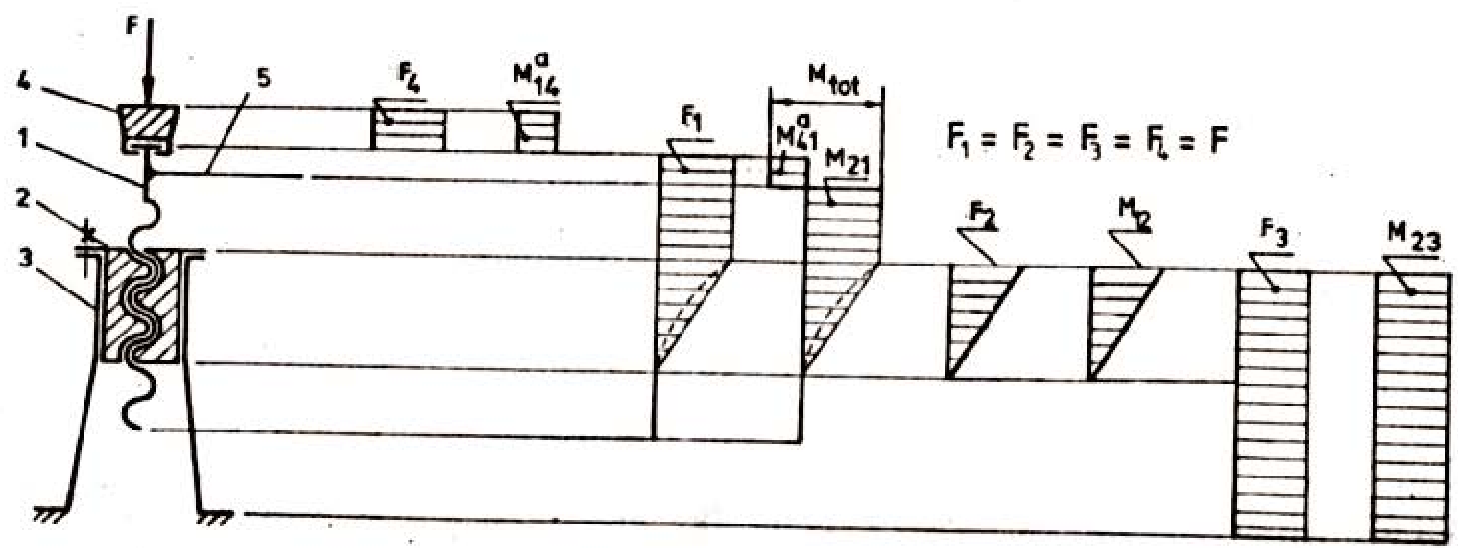

F
4
5
1
2
3
F4
M^a 14
F1
M tot
M^a 41
M21
F1 = F2 = F3 = F4 = F
F2
M12
F3
M23

Fig. 2.2

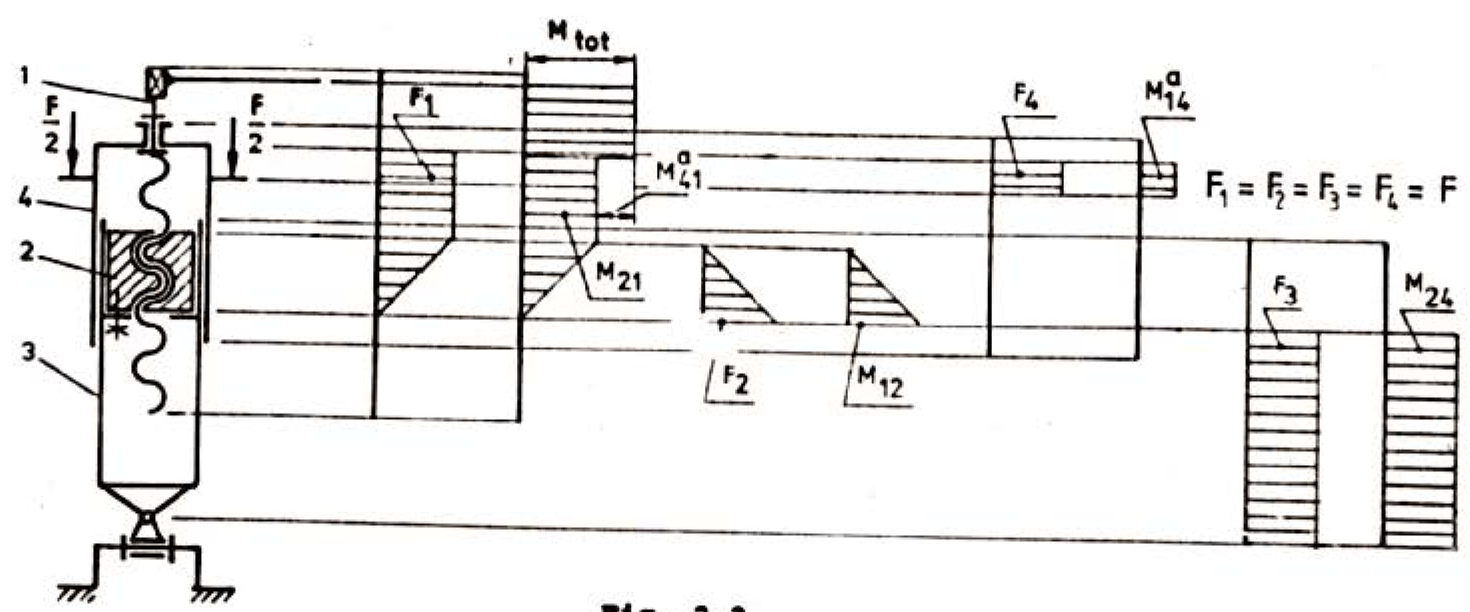

1
F/2
F/2
4
2
3
F1
M tot
M^a 41
M21
F2
M12
F4
M^a 14
F1 = F2 = F3 = F4 = F
F3
M24

Fig. 2.3

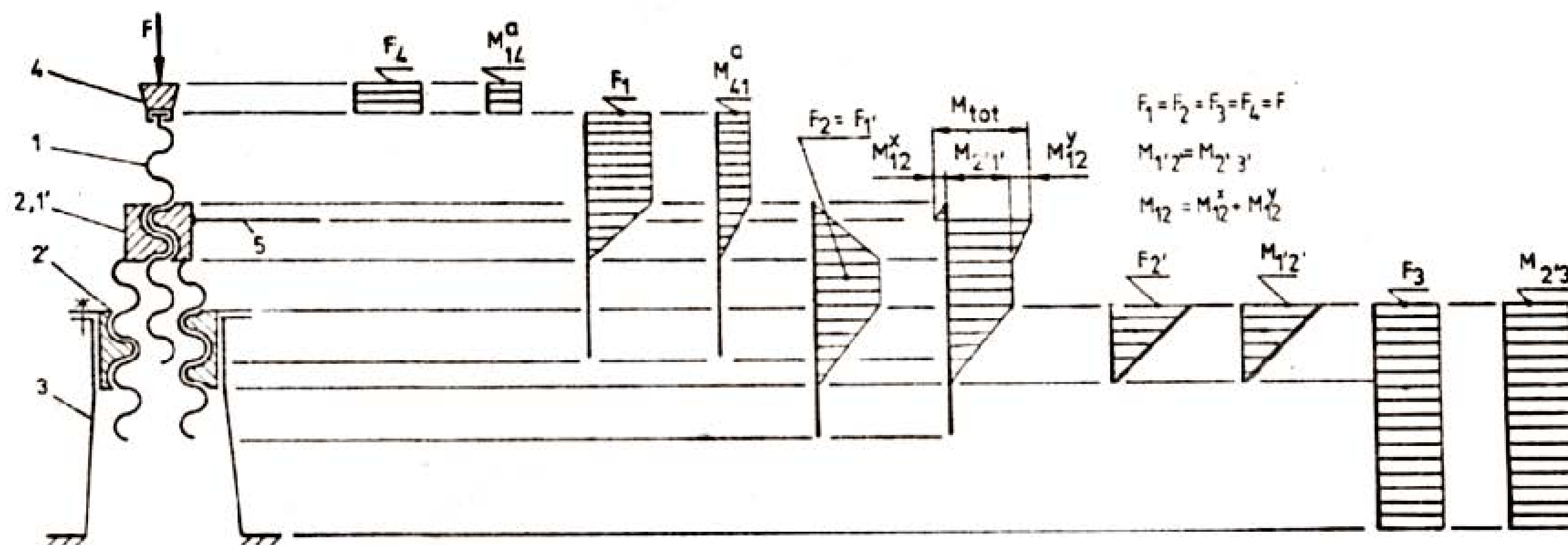

F
4
1
2,1'
2'
3
5
$F_4$
$M^a_{14}$
$F_1$
$M^a_{41}$
$F_2 = F_{1'}$
$M_{tot}$
$M^x_{12}$
$M_{2'1'}$
$M^y_{12}$
$F_1 = F_2 = F_3 = F_4 = F$
$M_{1'2'} = M_{2'3'}$
$M_{12} = M^x_{12} + M^y_{12}$
$F_{2'}$
$M_{1'2'}$
$F_3$
$M_{2'3}$

**Fig. 2.4**

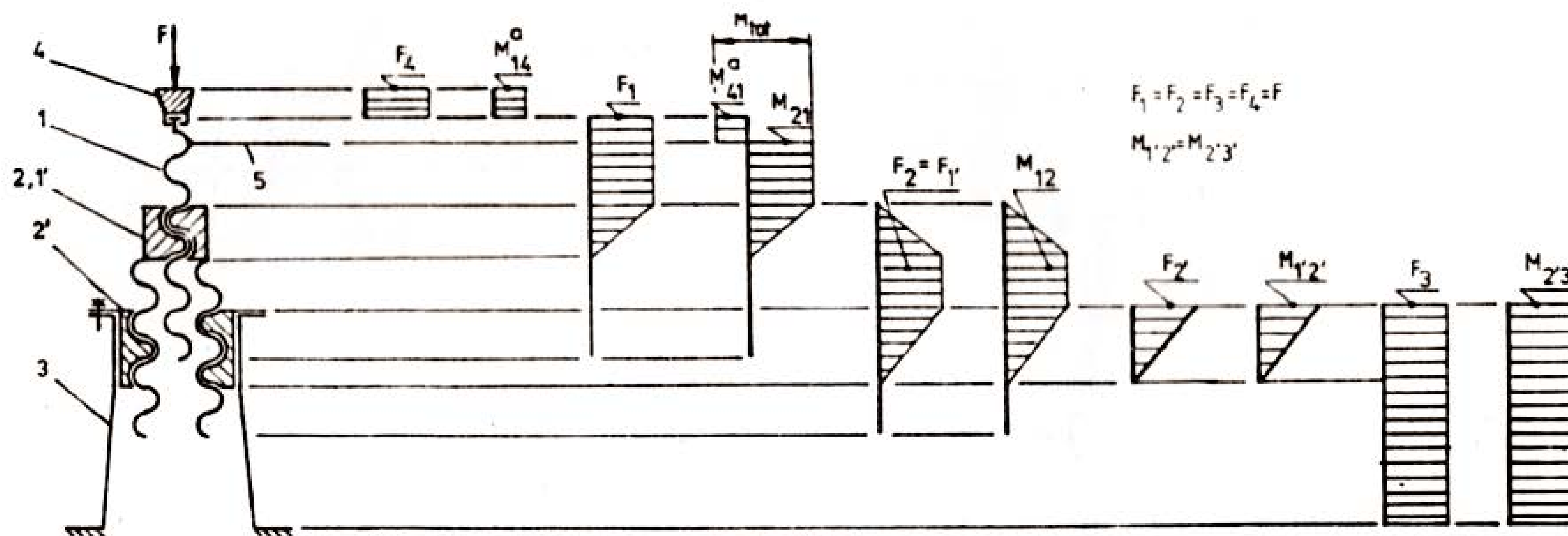

F
4
1
2,1'
2'
3
5
$F_4$
$M^a_{14}$
$F_1$
$M_{tot}$
$M^a_{41}$
$M_{21}$
$F_2 = F_{1'}$
$M_{12}$
$F_1 = F_2 = F_3 = F_4 = F$
$M_{1'2'} = M_{2'3'}$
$F_{2'}$
$M_{1'2'}$
$F_3$
$M_{2'3}$

**Fig. 2.5**

Fig. 2.5

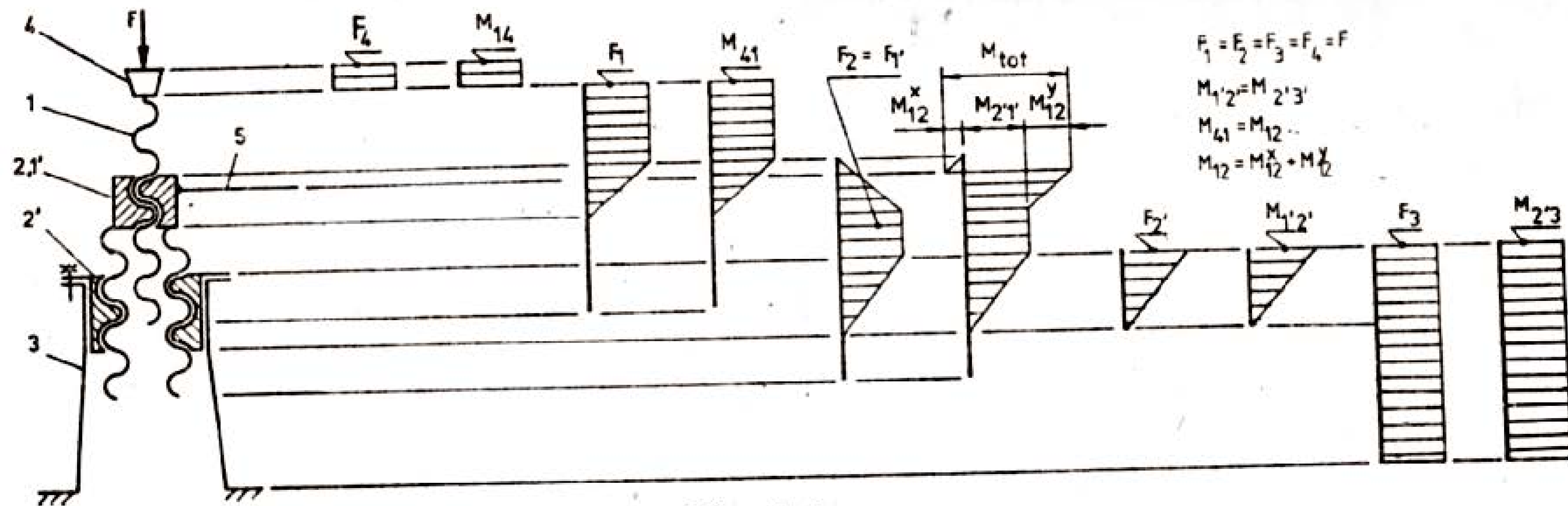



Fig. 2.6

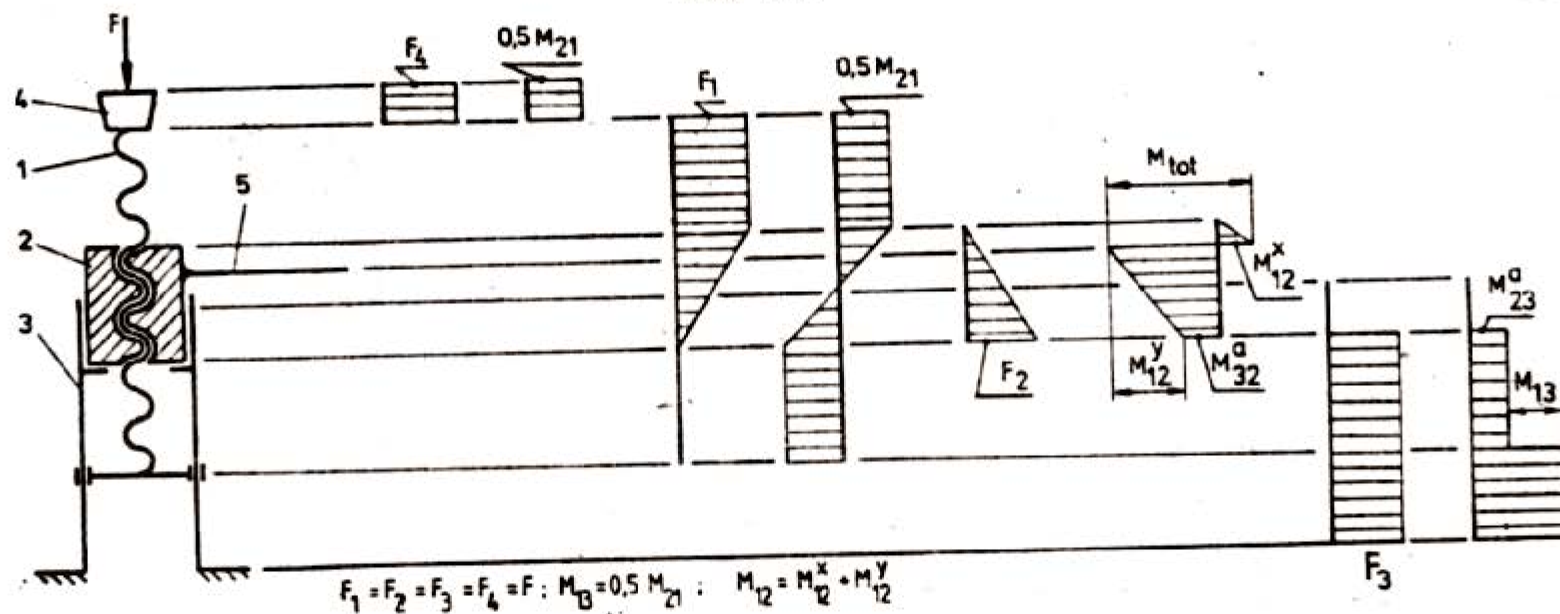



Fig. 2.7

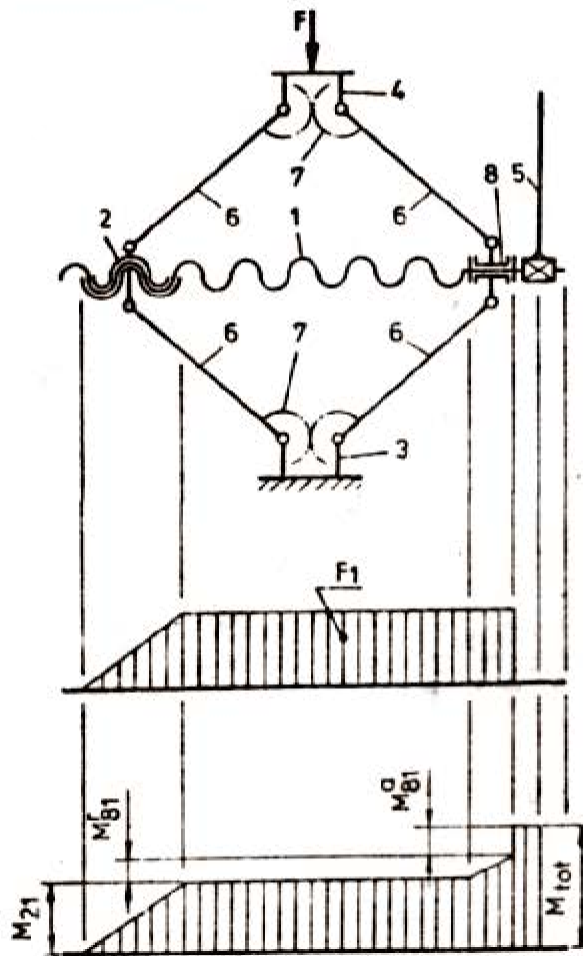



Fig. 2.8

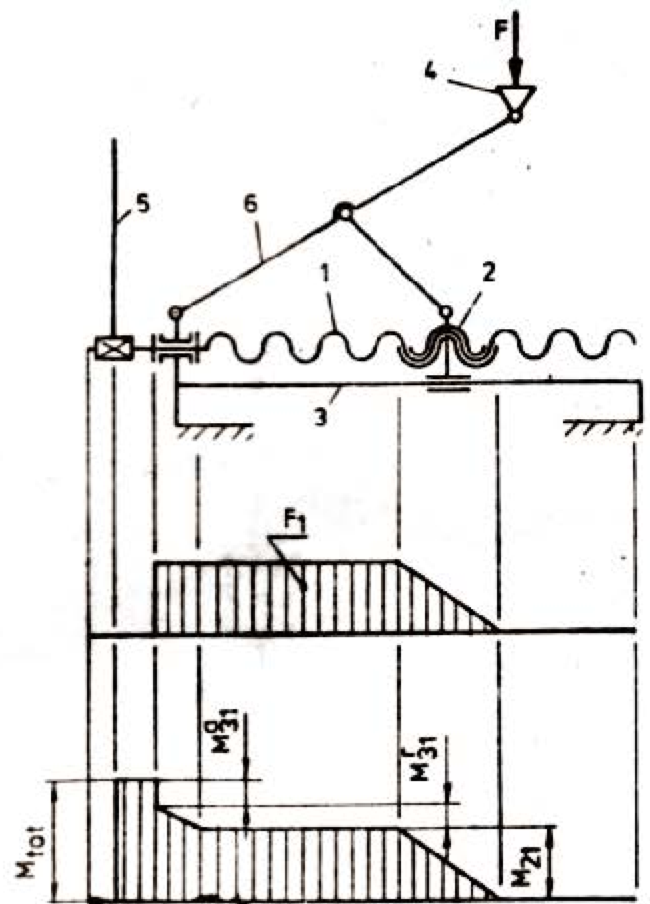



Fig. 2.9

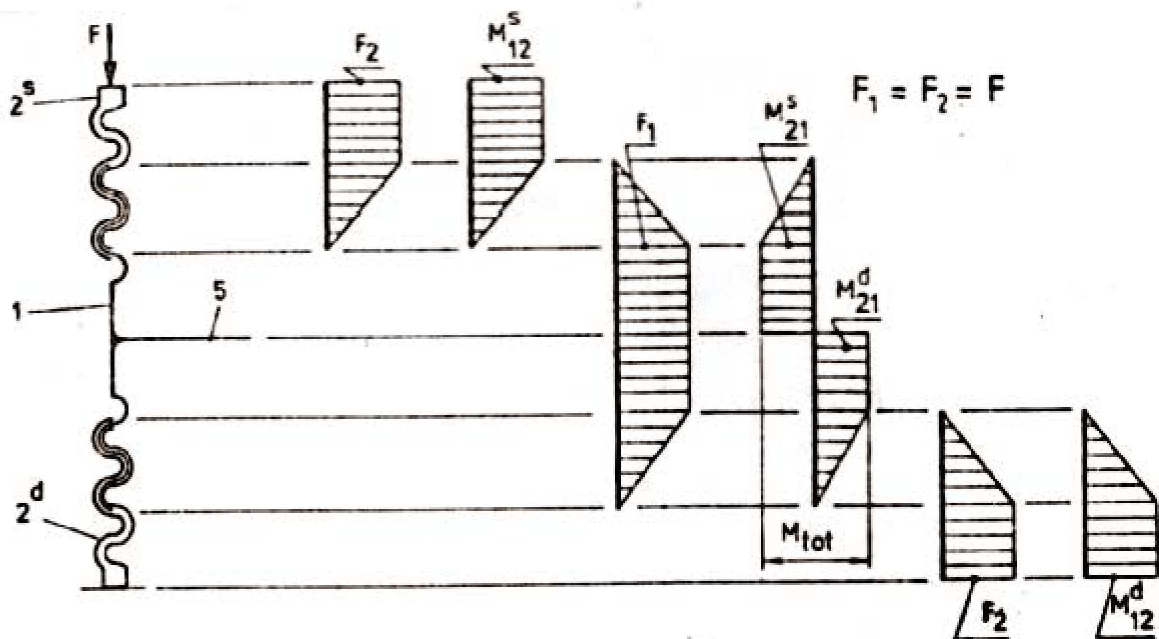



Fig. 2.10

$$F_1 = F_2 = F_3 = F_4 = F$$

**Fig. 2.11**

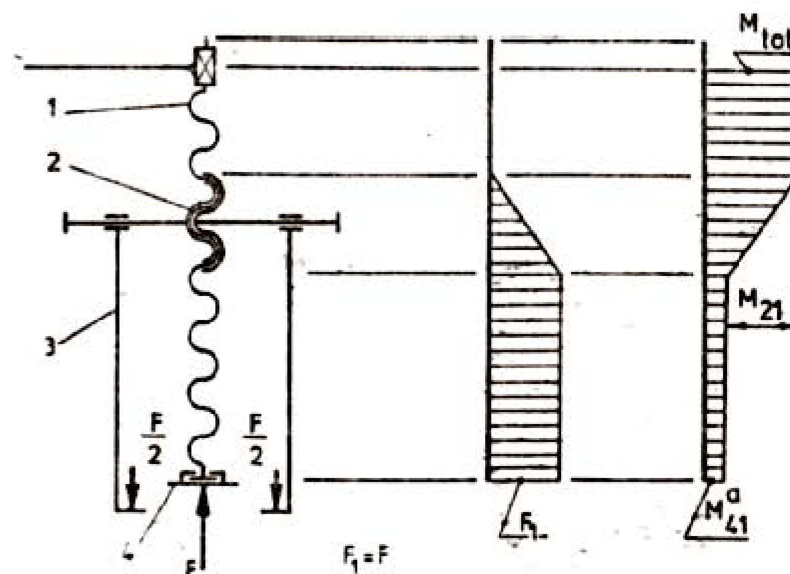



**Fig. 2.12**

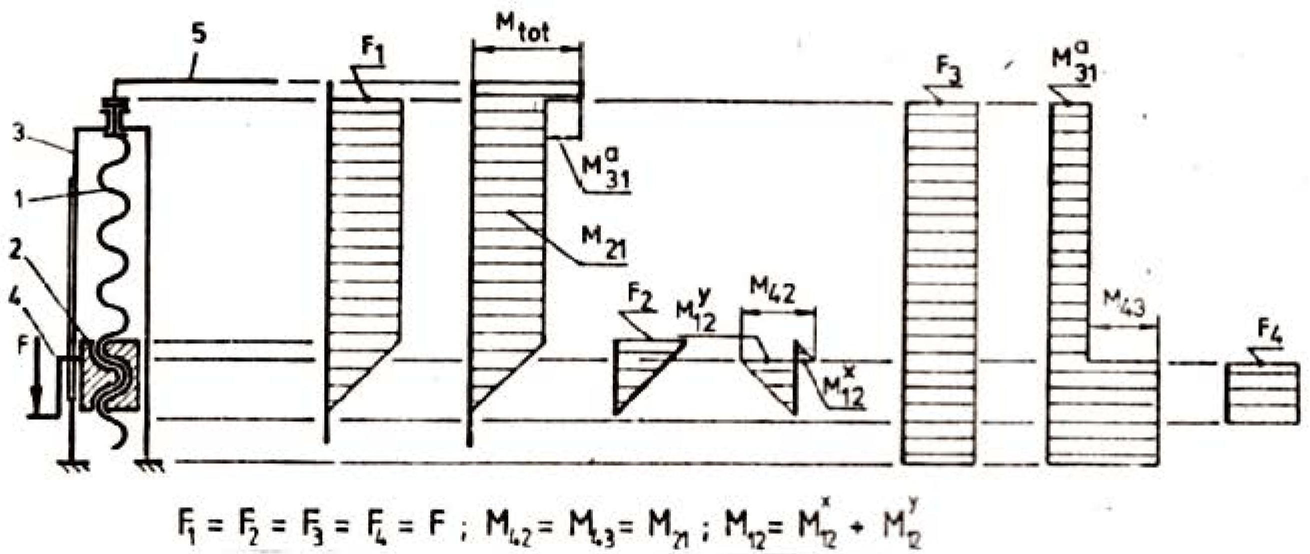



Fig. 2.13

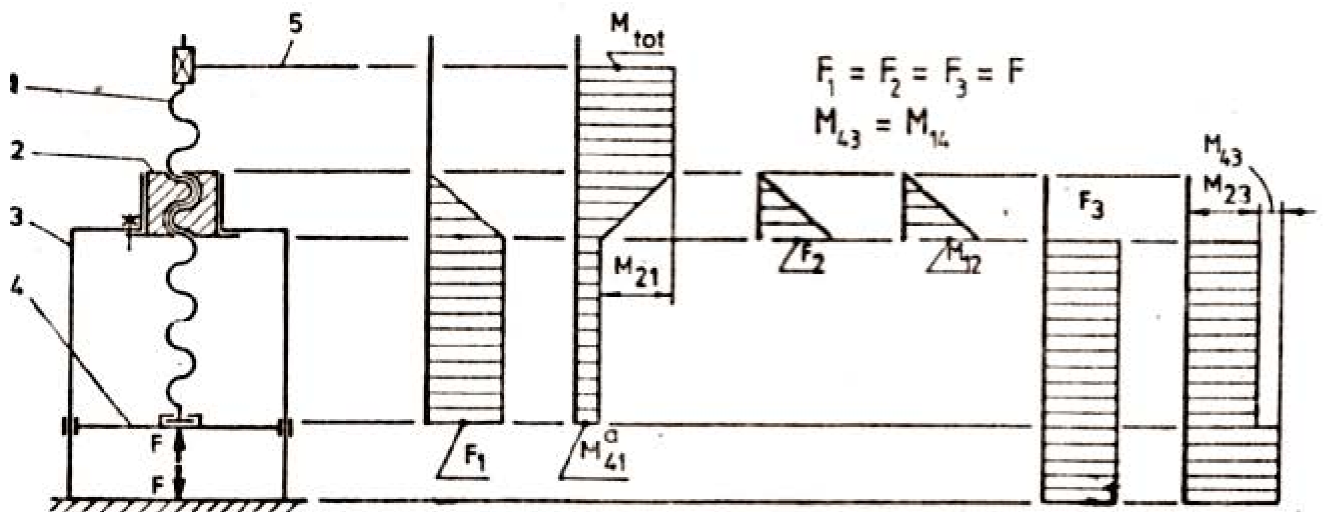



Fig. 2.14

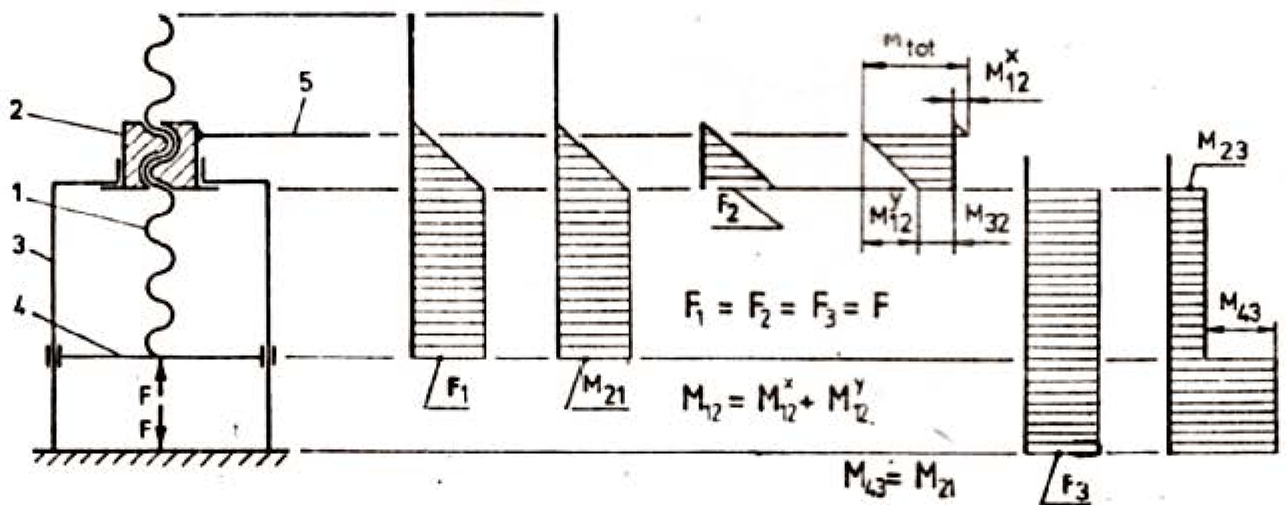



Fig. 2.15

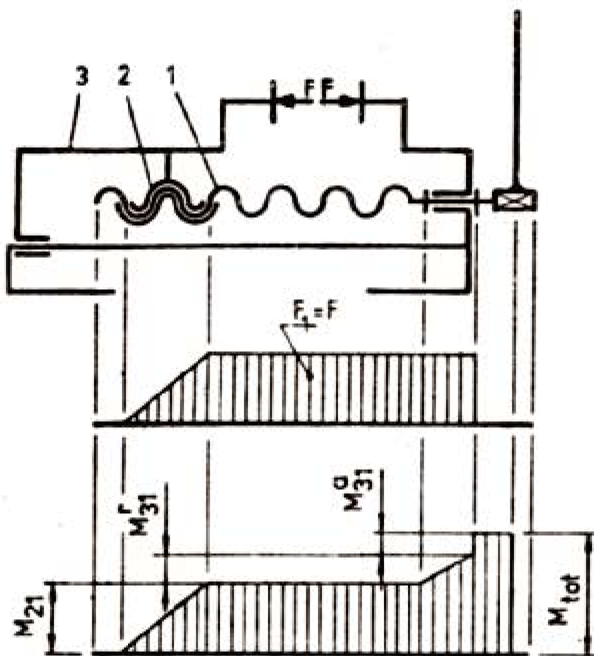



Fig. 2.16

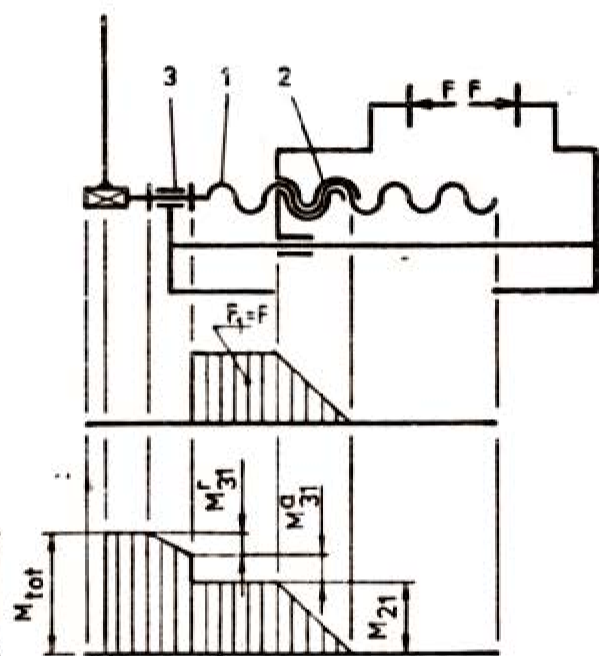



Fig. 2.17

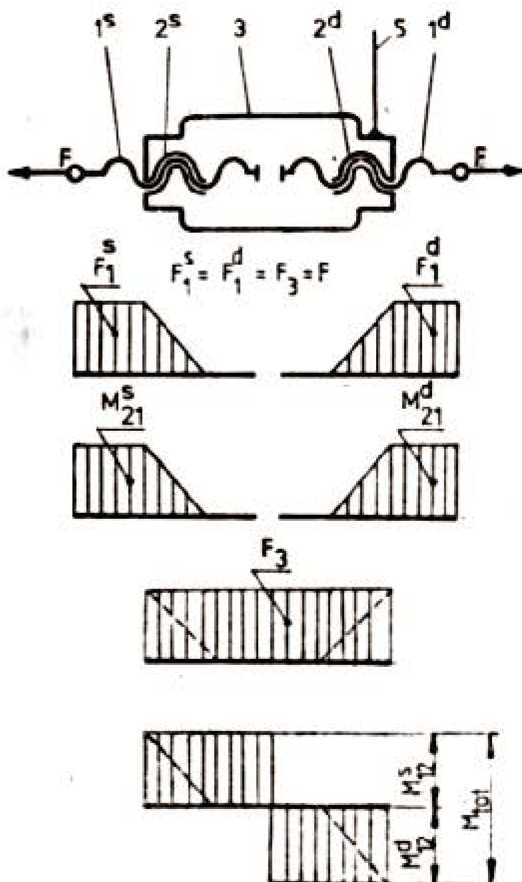



Fig. 2.18

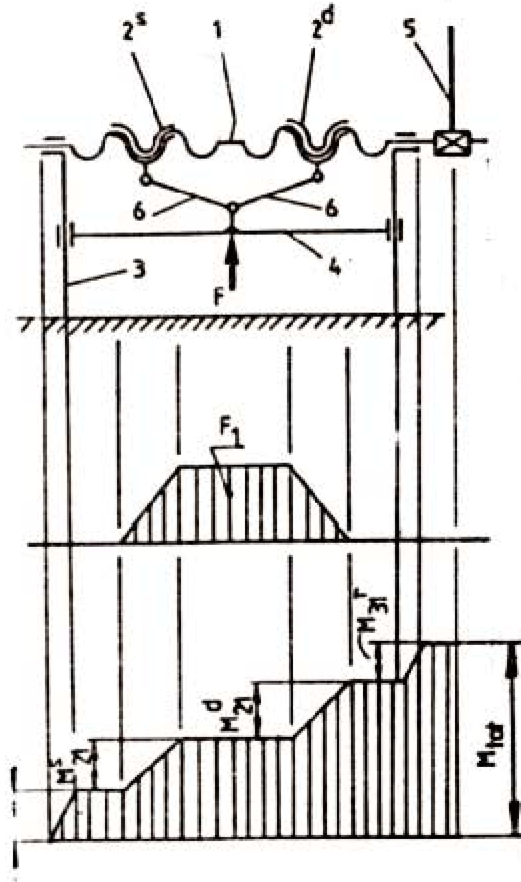



Fig. 2.19

## 2.1.2. ALEGEREA MATERIALELOR PENTRU CUPLA ŞURUB-PIULIŢĂ

Condiţiile care trebuie îndeplinite de către materialele cuplei şurub-piuliţă rezultă automat din lista cerinţelor şi dorinţelor anterior precizată [1].

Necesitatea asigurării rezistenţei la uzare şi a unui coeficient de frecare redus presupun utilizarea unui cuplu de materiale cu bune proprietăţi antifricţiune..

Întrucît solicitările corpului şurubului sînt relativ mari - materialul acestuia este de regulă oţelul. Proprietăţile antifricţiune ale cuplului de materiale vor fi asigurate în principal, de către materialul piuliţei.

Anexa A2 cuprinde date despre materiale.

***Şurubul*** se poate executa din următoarele **oţeluri**:

**Fără tratament termic**

- OL 42, OL 50, OL 60 - STAS 500/2-80 (oţel laminat de uz general);
- OLC 35, OLC 45, OLC 50, OLC 60 (normalizat) - STAS 880-80 (oţel laminat de calitate);
- OLT 45, OLT 55 - STAS 8183-80 (oţel laminat pentru ţevi).

Cu tratament termic - tratamentul termic îmbunătăţeşte caracteristicile mecanice, conduce la creşterea rezistenţei la uzare, dar evident că măreşte preţul fabricaţiei.

- OLC 45, OLC 60 - STAS 880-80, îmbunătăţite;
- OLC 35, OLC 45, OLC 55, OLC 60 - STAS 880-80, călite cu flacără sau prin inducţie;
- 35Mn16 (călit şi revenit, 550-650 HB), 65Mn10, 34MoCr11 (călit şi revenit la 320-415 HB) STAS 791-88;
- 20Mn10 - STAS 11513-80, îmbunătăţit;
- 40Cr10, 41MoCr11 - STAS 791-88, îmbunătăţite, călite prin inducţie sau cu flacără, nitrurate;
- OLC 15 - STAS 880-80; 18MoCrNi13 - STAS 791-88, cementate şi călite.

**Observaţii:**

1. În principiu tratamentul termic este necesar la transmisiile şurub-piuliţă foarte încărcate şi acţionate de un număr mare de ori, pentru a micşora uzura.
2. După tratamentele de cementare-călire sau călire prin inducţie sau cu flacără, este necesară rectificarea, ceea ce sporeşte semnificativ preţul prelucrării.
3. Întrucît dimensiunile cuplei sînt determinate totodată şi de către materialul piuliţei, material cu caracteristici mecanice mai reduse, utilizarea oţelurilor aliate se justifică, în principal, prin posibilitatea aplicării tratamentelor termice de durificare şi/sau prin agresivitatea mediului de lucru (mediu coroziv, abraziv).

***Piuliţa*** se poate executa din:

• **Fonte** [5]

- Fc 100 ... Fc 400 - STAS 568-82. Fontă cenuşie cu grafit lamelar turnată în piese. Rezistenţă mecanică relativ scăzută, bună comportare la uzare la presiuni mici (3 ÷ 5 MPa). Prezenţa grafitului sub formă lamelară conferă bune proprietăţi antifricţiune.

---

1) Din lista de cerinţe nu trebuie să lipsească tipul producţiei ( masă, serie, unicat,....), care prin condiţiile tehnologice poate deasemenea impune un material sau altul.

- FcA 1, FcA 2, FcA 3, FcA 4, FgnA 1, FgnA 2, FmA 1, FmA 2 - STAS 6707-79. Fontă rezistentă la uzare în condiţii de frecare cu ungere, turnată în piese.
- FcX 200, FcX 250, FcX 300, FcX 350 - STAS 8541-86. Fontă turnată în piese pentru maşini-unelte (fontă cu masa metalică perlitică, grafit lamelar) - are o bună rezistenţă la uzare.
- Fmp 500, Fmp 550, Fmp 600, Fmp 650, Fmp 700 - STAS 569-79. Fontă maleabilă turnată în piese. Mărcile recomandate au în structura masei de bază perlita lamelară.
- FalNiCuCr 15.6.2, FalNICr 20.2, FalNiCr 30.3 , FagnNiCr 20.3 - STAS 10066-75. Fontă austenitică turnată în piese (în simbol: l - grafit lamelar, n - grafit nodular cifrele indică în ordine procentele principalelor elemente de aliere). Mărcile recomandate au o bună rezistenţă la uzură şi o foarte bună rezistenţă la coroziune.
- Fgn 450-5, Fgn 500-7, Fgn 600-2, Fgn 700-2 - STAS 6071-82. Fontă cu grafit nodular turnată în piese. Grafitul nodular conferă fontei caracteristici mecanice superioare dar rezistenţa la uzare este mai mică decît a fontelor cu grafit lamelar.

• Aliaje pe bază de cupru (bronzuri)

- CuPb20Sn5, CuPb15Sn8, CuPb10Sn10 - STAS 1512-80 Aliaje cupru-plumb-staniu turnate în piese (bronzuri cu plumb şi adaosuri de staniu).
- CuAl9(10)Fe3 - STAS 198/2-81 Aliaje cupru-aluminiu turnate în piese (bronzuri cu aluminiu: înlocuiesc bronzurile cu staniu, au rezistenţă mecanică ridicată, coeficient mic de frecare pe oţel, rezistenţă mare la uzare şi la coroziune).
- CuSn14, CuSn12, CuSn10Zn2, CuSn6Zn4Pb4, CuSn5Zn5Pb5, CuSn4Zn4Pb17 - STAS 197/2-83. Aliaje cupru-staniu turnate în piese. În general, cu cît staniul este în cantitate mai mare cu atît bronzul este mai dur şi poate fi folosit la încărcări specifice mai mari. Întrucît staniul este un material deficitar, foarte scump, se recomandă ca bronzurile cu staniu să se folosească numai în situaţii speciale. În locul acestora se pot folosi bronzurile cu plumb sau aluminiu mai ieftine şi cu proprietăţi destul de bune.

• Aliaje pe bază de cupru şi zinc (alame)

CuZn40PbSnT, CuZn38Pb2Mn2T, CuZn40Mn2AlT - STAS 199/2-86. Aliaje cupru-zinc turnate în piese.

• Aliaje pe bază de aluminiu

AlSiCu5 - STAS 201/2-80. Aliaje de aluminiu turnate în piese.

Observaţii:

1. Pentru a asigura siguranţa faţă de gripare nu se recomandă utilizarea oţelului pentru construcţia piuliţelor şuruburilor de mişcare. Totuşi, pentru acţionari rare, în condiţiile unor presiuni mici pe spire, se poate folosi şi oţelul. Oţelul, ca material pentru piuliţă, poate fi impus şi de solicitările mari din corpul acesteia. Un exemplu în acest sens este piuliţa cricului auto (DACIA).

2. O situaţie mai specială se crează în cazul alegerii materialelor pentru cricurile telescopice unde şurubul secundar îndeplineşte totodată şi funcţia de piuliţă pentru şurubul principal. Se poate opta pentru una din următoarele variante:

- Şurub principal din oţel - şurub secundar din oţel - piuliţă din fontă sau alt material cu proprietăţi antifricţiune în afară de oţel (vezi observaţia 1);
- Şurub principal din oţel - şurub secundar din fontă - piuliţă din oţel;
- Şurub principal din oţel - şurub secundar executat din fontă în zona de contact cu şurubul principal, şi din oţel în zona de contact cu piuliţa executată din fontă. Principala problemă de rezolvat în acest caz este cea a asamblării celor două parti ale surubului secundar (cea executata din fonta cu cea executata din otel).

### 2.1.3. PREDIMENSIONAREA FILETULUI. ALEGEREA TIPULUI FILETULUI ŞI A DIMENSIUNILOR STANDARDIZATE

Necunoscutele care trebuie determinate în cazul dimensionării unei cuple şurub-piuliţă sînt:

- tipul filetului;
- mărimea filetului (diametre etc.);
- numărul de spire în contact.

*a) Alegerea tipului filetului*

Tipurile de filete care se pot utiliza sînt:

- **Filetul pătrat** (profilul generator este un pătrat) asigură cel mai bun randament dar rezistenţa spirei este scăzută; nu asigură o bună centrare a piuliţei în raport cu şurubul, iar după uzare apar jocuri axiale care nu pot fi eliminate în mod simplu. Acest filet nu este standardizat. Se utilizează pentru înlocuirea unor piuliţe mai vechi, uzate, care au acest tip de filet.
- **Filetul metric** se foloseşte în cazul unor mecanisme cu deplasari de mare precizie. Randamentul este mai mic decît al celorlalte tipuri de filete şi, în general, nu este potrivit ca filet de mişcare în transmisiile de putere.
- **Filetul rotund** are o bună rezistenţă la oboseală ca urmare a eliminării concentratorului de tensiuni de la fundul filetului; funcţionează sigur şi are o mai bună durabilitate în condiţii de lucru nefavorabile (praf, zăpada, noroi, nisip etc.); se acţionează uşor. Este standardizat prin STAS 668-80. Se utilizează în cuple supuse la sarcini dinamice mari cu înşurubări şi deşurubări repetate în prezenţa impurităţilor (exemplu - cuplele de la vagoane).
- **Filetul trapezoidal** are o bună rezistenţă şi rigiditate; randamentul cu circa 4-5% mai mic decît al filetului pătrat; permite eliminarea jocului axial rezultat în urma uzării - prin utilizarea unei piuliţe secţionate; poate transmite sarcini mari, variabile, în ambele sensuri.
- **Filetul ferăstrău** are o bună rezistenţă şi rigiditate; randamentul este apropiat de cel al filetului pătrat; permite eliminarea jocului axial; poate transmite sarcini mari, variabile, <u>într-un singur sens</u>.

<u>Alegerea tipului de filet</u> se va face în fiecare caz concret în funcţie de:

- caracterul sarcinii (constantă, variabilă etc.);
- mărimea sarcinii (mică, mare);
- direcţia şi sensul sarcinii;
- destinaţia şi condiţiile de lucru;
- randamentul dorit.

Anexa A3 prezintă date despre filetele trapezoidale şi ferăstrău.

*b) Predimensionarea filetului*

Dimensiunile filetului trebuie să corespundă simultan următoarelor <u>cerinţe</u> [1]:

- rezistenţa corpului şurubului la solicitare compusă. Din diagramele de eforturi - pentru construcţiile prezentate - rezultă că şurubul este solicitat la compresiune (sau tracţiune) şi răsucire (solicitarea de încovoiere trebuie eliminată pe cît posibil);
- rezistenţa spirelor la strivire (uzare);
- rezistenţa spirelor la solicitarea compusă de încovoiere şi forfecare;
- dacă şurubul este solicitat la compresiune, să nu flambeze;
- să asigure condiţia de autofrînare (dacă este cazul).

În principiu, dimensionarea filetului ar putea fi făcută pornind de la oricare din cerinţele de mai sus - cu condiţia ca apoi să se verifice pe rînd şi celelalte. Evident,

---

1) Lista care se prezintă nu epuizează totalitatea cerinţelor posibile. Reazemele, sistemul de acţionare pot impune şi ele anumite restricţii privind dimensiunile şurubului şi deci ale cuplei filetului.

în caz de neverificare trebuie să aibă loc o modificare a dimensiunilor inițial determinate. Acesta este motivul pentru care această dimensionare se numește de fapt predimensionare.

De regulă, hotarîtoare pentru portanța ansamblului sînt primele două cerințe. Deci, este rațional ca dimensionarea să plece de la una din aceste condiții. Utilizarea condiției de rezistență la strivire a spirelor presupune ipoteze suplimentare privind lățimea suprafeței de contact (înălțimea utilă a filetului) și numărul de spire în contact - mărimi necunoscute.

În algoritmul care se prezintă, predimensionarea filetului se face din condiția de rezistență a corpului șurubului, la *solicitarea compusă* - considerînd că acest mod de lucru este mai ușor de înțeles de către începători. Celelalte cerințe se vor verifica după cunoașterea dimensiunilor filetului.

Predimensionarea la solicitarea compusă, în condițiile de mai sus, se face la *compresiune (sau tracțiune)* pe baza unei forțe de calcul $F_c = \gamma F_1$, $F_1$ fiind forța care acționează asupra șurubului principal, iar $\gamma$ $(\gamma > 1)$ factor de majorare a forței $F_1$ pentru a considera și solicitarea de răsucire:

$$A_{nec} = \frac{F_c}{\sigma_a} = \frac{\gamma F_1}{\sigma_a} = \frac{\pi d_3^2}{4} \quad \rightarrow \quad d_3 = \sqrt{\frac{4\gamma F_1}{\pi \sigma_a}} \qquad (2.1)$$

unde: $d_3$ - diametrul interior al filetului șurubului;

$\sigma_a$ - tensiunea admisibilă la compresiune (tracțiune), $\sigma_a = \sigma_c / c_c$;

$\sigma_c$ - limita de curgere;

$c_c$ - coeficientul de siguranță față de curgere.

Tabelul 2.1 prezintă valori orientative pentru factorul $\gamma$.

Din standarde (v. Anexa A3) se alege un filet cu $d_3$ superior celui calculat. În memoriul de calcul se reprezintă filetul și se notează dimensiunile standardizate.

Tabelul 2.1. Valori orientative ale coeficientului $\gamma$ (valabile pentru $d \approx 40$ mm)

| Nr. crt. | Sistemul, șurubul | $\gamma$ |
|---|---|---|
| 1 | Șurubul principal al cricului telescopic, varianta din fig. A6a, a cărui cupă este așezată pe lagăr cu alunecare. | 1,05 |
| 2 | Cricul cu piuliță rotitoare. | 1,05 ... 1,10 |
| 3 | Cricul simplu; șuruburile cricului telescopic, varianta din fig. A6b; șurubul principal al cricului cu dublă acțiune; presa cu lagăr de rostogolire la capătul de atac al șurubului; șurubul secundar al cricului telescopic, varianta din fig. A6a, a cărui cupă este așezată pe lagăr cu rostogolire. | 1,27 ... 1,32 |
| 4 | Presa cu lagăr de alunecare la capătul de atac al șurubului; șurubul secundar al cricului telescopic, varianta din fig. A6a, a cărui cupă este așezată pe lagăr cu alunecare; extractoare. | 1,45 ... 1,50 |
| 5 | Șurubul secundar al cricului cu dublă acțiune; menghine. | 1,65 ... 1,75 |

**Observații:**

1) În general practica de proiectare recomandă pentru siguranță normală $c_c = 1,5 \div 3$.

2) Pentru predimensionarea şuruburilor de mişcare valorile coeficientului de siguranţă, $C_c$ pot fi mai mari pentru a asigura şi siguranţa faţă de flambaj ca şi pentru a obţine un număr rezonabil de spire în contact. O astfel de recomandare este [15]:

$\sigma_a = (0,25 - 0,4)\sigma_c$ pentru $d_3 < 30$ mm,

şi $\sigma_a = (0,4 - 0,6)\sigma_c$ pentru $d_3 > 30$ mm

($d_3$ - nu se cunoaşte încă. Dacă este necesar, se revine cu o altă valoare a lui $\sigma_a$ funcţie de primul rezultat $d_3$).

3) Atenţie! Limita de curgere notată în calculele de rezistenţă cu $\sigma_c$, se regăseşte în standardele pentru materiale sub notaţia $R_{p0,2}$, respectiv, limita de rupere, $\sigma_r$, este notată cu $R_m$.

### 2.1.4. VERIFICAREA CONDIŢIEI DE AUTOFRÎNARE

Asigurarea autofrînării apare ca cerinţă în majoritatea construcţiilor cu şuruburi de mişcare. La sistemele acţionate manual este preferabil ca autofrînarea să se realizeze direct de către filet. La acţionările mecanice, unde problema randamentului se pune mai acut, condiţia de autofrînare se sacrifică în favoarea obţinerii unui randament mai bun. În aceste situaţii se folosesc sisteme suplimentare pentru blocare.

Filetele asigură autofrînarea atunci cînd unghiul de înclinare a filetului, $\psi$, este mai mic decît unghiul de frecare redus, $\varphi'$:

$$\psi \le \varphi' \tag{2.2}$$

unde:

$$tg\,\psi = \frac{p}{\pi d_2} \qquad iar \qquad tg\,\varphi' = \mu' = \frac{\mu}{\cos\frac{\alpha}{2}}\ ; \tag{2.3}$$

în care: $\alpha$ - reprezintă unghiul profilului filetului. Pentru filetul trapezoidal, $\alpha = 30°$ (vezi Anexa A3, fig. A3.1). Pentru filetul ferăstrău, care are profil asimetric, în relaţia (2.3) în loc de $\alpha/2$ intervine înclinarea flancului activ al filetului, $\gamma = 3°$ (vezi Anexa A3, fig. A3.2);

$\mu$ - coeficientul de frecare ce depinde de cuplul de materiale, de calitatea şi starea de ungere a suprafeţelor. Valori ale coeficienţilor de frecare se indică în tabelul 2.2.

De regulă filetele cu un singur început asigură autofrînarea. În caz contrar, fie se micşorează pasul la acelaşi diametru nominal d, fie se măreşte diametrul nominal menţinînd acelaşi pas.

**Tabelul 2.2** Valorile coeficientului de frecare (regimul limită de frecare)

| Cuplul de materiale | Coeficientul de frecare, $\mu$ |
|---|---|
| Oţel pe fontă | 0,08 ... 0,20 |
| Oţel pe oţel | 0,11 ... 0,25 |
| Oţel pe fontă antifricţiune | 0,08 ... 0,18 |
| Oţel pe bronz | 0,08 ... 0,15 |

*Observaţie:*

Coeficientul de frecare este implicat în calcule de diferite tipuri. Pentru calculul acoperitor se recomandă să se adopte valoarea cea mai dezavantajoasă din situaţia respectivă. De exemplu, pentru verificarea condiţiei de autofrînare se vor alege valori la limita inferioară, în timp ce pentru calculul momentelor de înşurubare şi de frecare se vor folosi valorile cele mai mari.

### 2.1.5. VERIFICAREA LA FLAMBAJ

Șuruburile lungi, solicitate la compresiune, sînt în pericol de a flamba. Dimensiunile filetului, anterior precizate, trebuie să asigure o siguranță suficientă și față de flambaj.

Pentru a preveni refacerea unor etape de lucru este util ca încă din această fază a proiectării să se execute o verificare sumară, acoperitoare, la flambaj.

Pentru a efectua această verificare trebuie găsit răspunsul la următoarele întrebări:

- Care este caracterul rezemărilor șurubului? (În piuliță șurubul este încastrat sau articulat?...)
- Care va fi secțiunea de calcul? (Secțiunea șurubului nu este constantă) Cum se calculeaza forța critică în cazul secțiunilor variabile? ...
- Cum va flamba sistemul format din două șuruburi (pentru cricurile telescopice)?

În această fază a proiectării verificarea este îngreunată și de faptul că dimensiunile zonelor de rezemare sînt încă neprecizate. Avînd în vedere faptul că și după cunoașterea acestora, problema rămîne la fel de dificilă (întrebările formulate mai sus rămîn în continuare valabile), se propune ca verificarea la flambaj să aibă loc în această fază - evident, cu acele ipoteze de lucru care să asigure o siguranță suficientă. Altfel spus, ipotezele de lucru vor trebui să fie acoperitoare, adică cele mai dezavantajoase posibil pentru fiecare caz concret în parte. Dacă după proiectarea la scară apar modificări semnificative față de ipotezele considerate inițial, se reia verificarea.

Se reamintește succesiunea calculelor de verificare la flambaj a unui corp de secțiune constantă.

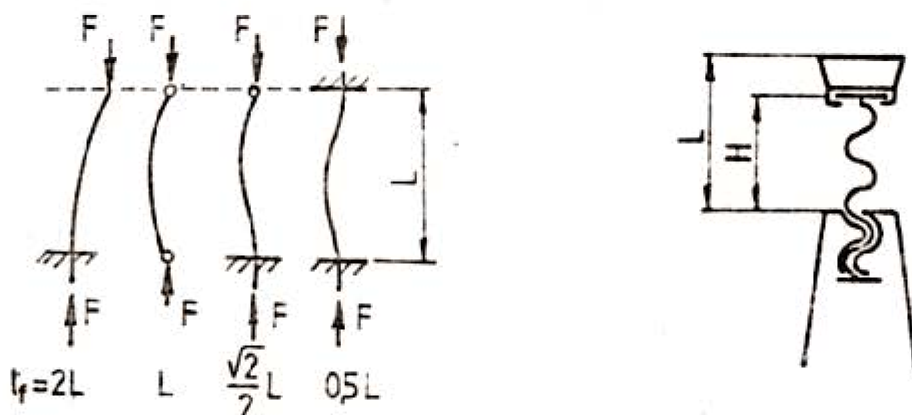



Fig. 2.20

- Se stabilește felul rezemării. Figura 2.20 prezintă ipotezele de rezemare și lungimile de flambaj corespunzătoare. Pentru sistemele cu un șurub se poate lua acoperitor L=(1,35 ÷ 1,45)H, unde H - cursa de realizat.
- Se calculează coeficientul de zveltețe $\lambda$ și se determină tipul flambajului:

$$\lambda = \frac{l_f}{i_{min}} \qquad (2.4)$$

unde: $l_f$ - lungimea de flambaj (fig. 2.20);

$i_{min}$ - raza de inerție minimă:

$$i_{min} = \sqrt{\frac{I_{min}}{A}} \qquad (2.5)$$

Pentru un calcul acoperitor, se poate lua $A = \pi d_3^2 / 4$ și $I_{min} = \pi d_3^4 / 64$.

➤ Se compară $\lambda$ cu valorile limită, $\lambda_0$, din tabelul 2.3.

Dacă: $\lambda < \lambda_0$ - flambajul este plastic;

$\lambda \geq \lambda_0$ - flambajul este elastic.

➤ Se calculează coeficientul de siguranţă la flambaj $c_f$:

$$c_f = \frac{F_f}{F_1} \geq c_{fa} \tag{2.6}$$

unde: $F_f$ - forţa critică de flambaj ce se calculează după cum urmează:

➤ pentru flambajul elastic

$$F_f = \frac{\pi^2 E I_{min}}{l_f^2} \tag{2.7}$$

➤ pentru flambajul plastic

$$F_f = \sigma_f A \quad \text{cu} \quad \sigma_f = a - b\lambda \tag{2.8}$$

$c_{fa}$ - coeficientul de siguranţă admisibil, la solicitarea de flambaj. Pentru sistemele care fac obiectul îndrumarului se poate lua $c_{fa} = 3 \div 5$.

Cînd siguranţa faţă de flambaj nu este suficientă, se măreşte diametrul şurubului (alt filet) şi se reia verificarea.

Tabelul 2.3 Mărimi caracteristice flambajului

| Materialul | $\lambda_0$ | a | b |
|---|---|---|---|
| | | MPa | |
| OL 37 STAS 500/2-80 | 100 | 310 | 1,14 |
| OL 42 STAS 500/2-80 | 96 | 328 | 1,15 |
| OL 50 STAS 500/2-80 | 89 | 335 | 1,62 |
| OLC 45 STAS 880-80 | 85 | 449 | 1,67 |

Pentru verificarea la flambaj a şuruburilor cricurilor telescopice cu secţiunea puternic variabilă, se pot folosi recomandările din [11].

Se prezintă, în continuare, cîteva din aceste recomandări pentru modele fizice de tipul celor din figura 2.21.

➤ Sarcina critică de flambaj se calculează cu relaţia:

$$F_f = k\,\frac{EI_2}{l^2}\,. \tag{2.9}$$

Tabelul 2.4 prezintă valorile lui k pentru modelul din fig. 2.21a şi tabelul 2.5 pentru modelul din fig. 2.21b.

➤ Se calculează apoi coeficientul de siguranţă cu relaţia 2.6.

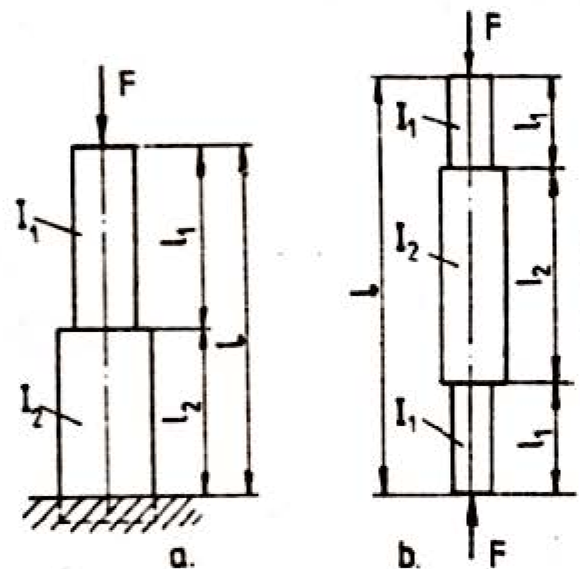



Fig. 2.21

Tabelul 2.4 Valorile coeficientului k - rel. (2.9) - pentru modelul din fig. 2.21a

Tabelul 2.4 Valorile coeficientului k - rel. (2.9) - pentru modelul din fig. 2.21a

| $\frac{l_2}{l}$ | $(I_2 - I_1)/I_1$ | | | | | | |
|---|---|---|---|---|---|---|---|
| | 1 | 2 | 5 | 10 | 20 | 50 | 100 |
| 0,3 | 1,692 | 1,277 | 0,729 | 0,423 | 0,230 | 0,097 | 0,049 |
| 0,5 | 2,068 | 1,756 | 1,178 | 0,746 | 0,427 | 0,186 | 0,096 |
| 0,8 | 2,402 | 2,402 | 2,106 | 2,106 | 1,73 | 0,999 | 0,559 |

Tabelul 2.5 Valorile coeficientului k - rel. (2.9) - pentru modelul din fig. 2.21b

| $I_1 / I_2$ | $l_2 / l$ | | | |
|---|---|---|---|---|
| | 0,2 | 0,4 | 0,6 | 0,8 |
| 0,01 | 0,15 | 0,27 | 0,6 | 2,26 |
| 0,1 | 1,47 | 2,40 | 4,5 | 8,59 |
| 0,2 | 2,80 | 4,22 | 6,69 | 9,33 |
| 0,4 | 5,09 | 6,68 | 8,51 | 9,67 |
| 0,6 | 6,98 | 8,19 | 9,24 | 9,78 |
| 0,8 | 8,55 | 9,18 | 9,63 | 9,84 |

### 2.1.6. DETERMINAREA NUMĂRULUI DE SPIRE ÎN CONTACT

Numărul minim de spire necesare a fi în permanenţă în contact, $z$, se va determina din condiţia de *rezistenţă la uzare*.

În acţionările cu viteze mici, principalul parametru care determină intensitatea uzării şi implicit durabilitatea, sînt *tensiunile de contact (presiunea)* între spire. În ipoteza repartizării uniforme a sarcinii pe spire şi neglijînd unghiul de înclinare a spirei, numărul de spire necesare rezultă din relaţia:

$$z = \frac{F_1}{\frac{\pi}{4}(d^2 - D_1^2)\,\sigma_{as}} \qquad (2.10)$$

În tabelul 2.6 şi anexa A2 se prezintă indicaţii privind valorile tensiunilor (presiunilor) admisibile. Proiectantul poate opta şi pentru alte valori, în afara limitelor din tabelul 2.6. Viteza şi numărul acţionărilor, regimul dinamic, deci implicit cerinţele de durabilitate sînt factori hotărîtori.

**Tabelul 2.6** Valorile orientative ale presiunii admisibile de strivire între spire (regimul limită de frecare)

| Cuplul de materiale | Presiunea admisibilă $\sigma_{as}$ MPa |
|---|---|
| Oţel pe fontă | 5 ... 15 |
| Oţel pe oţel | 5 ... 10(15) |
| Oţel pe bronz | 7 ... 15(20) |
| Oţel pe fontă antifricţiune | 10 ... 15(20) |

Valoarea rezultată din calcul se rotunjeşte, de regulă, la numărul natural superior. Dacă valoarea obţinută este mai mică decît 5 (limită convenţională, impusă pentru a se asigura o stabilitate bună a şurubului în piuliţă), se adoptă $z$=5; dacă se depăşeşte numărul 10 (limită impusă de neuniformitatea repartizării sarcinii pe numărul de spire şi, deci, de pericolul ca spira cea mai încărcată să fie suprasolicitată), se măreşte filetul sau se alege un alt cuplu de materiale care admite valori mai ridicate ale presiunii de contact, $\sigma_{as}$.

Numărul spirelor necesare a fi în contact determină înălţimea piuliţei, $H_p$

## 2.1.7. VERIFICAREA SPIREI FILETULUI

Gîndind pe modelul fizic al unei grinzi încastrate (fig. 2.22), solicitările spirei filetului sînt: *încovoierea şi forfecarea*.

Deoarece cele două eforturi apar în secţiunea de încastrare, se recomandă să se verifice la *solicitare compusă* atît spirele piuliţei (material cu caracteristici mecanice reduse), cît şi ale şurubului (secţiunea de încastrare mai mică).

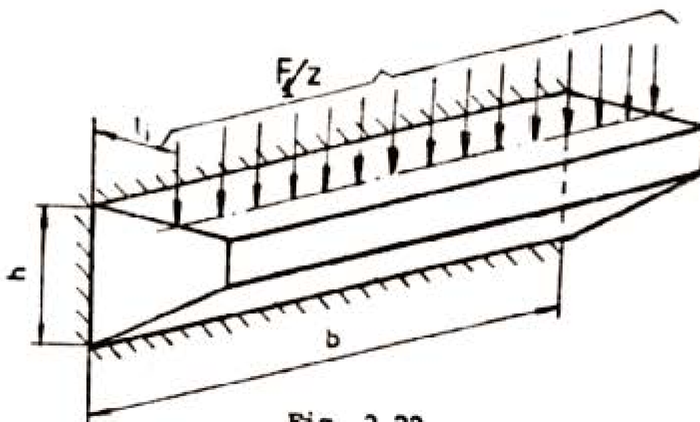



Fig. 2.22

▸ Solicitarea de *încovoiere*

$$\sigma_i = \frac{M_i}{W} = \frac{\frac{F_1}{z} l_i}{W} \quad (2.11)$$

▸ Solicitarea de *forfecare*

$$\tau_f = \frac{\frac{F_1}{k_m z}}{A}, \quad (2.12)$$

unde:

▸ pentru filetul trapezoidal interior (Anexa A3, figura A3.1):

$$l_i = \frac{H_1}{2} + a_c \; ; \qquad W\left(= \frac{bh^2}{6}\right) = \frac{\pi D_4 (p/2 + 2 l_i \, tg 15°)^2}{6} \; ;$$

$$A = \pi D_4 ( P/2 + 2 l_i \, tg 15°) \; . \quad (2.13)$$

▸ pentru filetul ferăstrău interior (Anexa A3, figura A3.2):

$$l_i = \frac{H_1}{2} \; ; \quad W\left(= \frac{bh^2}{6}\right) = \frac{\pi D (p-w)^2}{6} \; ; \quad A = \pi D (p-w) \; . \quad (2.14)$$

▸ coeficientul de corecţie $k_m$ = 0.55 ÷ 0.75, ţine seama de repartiţia neuniformă a tensiunilor.

Pentru verificarea filetului şurubului, în relaţiile 2.13 şi 2.14 se înlocuiesc $D_4$ şi $D$ prin $d_3$.

*Tensiunea echivalentă*, pentru un calcul acoperitor, se calculează cu teoria a III-a de echivalenţă:

$$\sigma_{ech} = \sqrt{\sigma_i^2 + 4\tau_f^2} \le \sigma_a$$

unde:

$$\sigma_a = \frac{\sigma_{c,r}}{c_{c,r}} \; ; \qquad c_c = 1,5 \div 3\,(4) \; ; \qquad c_r = (2)\, 2,5 \div 5 \; .$$

Dacă se depăşeşte rezistenţa admisibilă, există următoarele alternative:

- mărirea numărului de spire în contact (pînă la 10);
- utilizarea unui alt material;
- mărirea filetului;
- utilizarea filetului ferăstrău (dacă sarcina este într-un singur sens).

## 2.1.8. VERIFICAREA PRELIMINARĂ A PORŢIUNII FILETATE A ŞURUBULUI

Deoarece dimensiunea filetului determină implicit dimensiunile altor elemente ale sistemului, este util ca încă din această fază, acolo unde este posibil, să se efectueze şi o verificare la *solicitare compusă* a porţiunii filetate a şurubului, care este deobicei secţiunea periculoasă, avînd diametrul cel mai mic. De regulă, solicitarea este de *compresiune* (*tracţiune*) cu forţa $F_1$, şi *răsucire* cu momentul de înşurubare $M_{12}$. Excepţie de la această situaţie fac presele acţionate prin şurub, unde la momentul de înşurubare $M_{12}$ se adaugă şi momentul de frecare în cel de-al doilea reazem (vezi diagramele de eforturi).

Se calculează:

$$M_{12} = F_1 \frac{d_2}{2} tg(\psi + \varphi') \qquad (2.15)$$

$$\sigma = \frac{F_1}{\frac{\pi d_3^2}{4}} \; ; \quad \tau = \frac{M_{12}}{\frac{\pi d_3^3}{16}} \; ; \quad \sigma_{ech} = \sqrt{\sigma^2 + 4\tau^2} \le \sigma_a ;$$

$$\sigma_a = \frac{\sigma_c \; (R_{p\,0,2})}{c_c} \; ; \qquad c_c = 1,5 \div 3 \; .$$

Dacă nu rezistă se măreşte filetul.

**Observaţie:** *Pentru prese acţionate prin şurub la acest paragraf se calculează momentul $M_{12}$ iar verificarea se face după proiectarea celui de-al doilea reazem al şurubului.*

## 2.2. PROIECTAREA CELUI DE-AL DOILEA REAZEM AL ŞURUBULUI PRINCIPAL

Cel de-al doilea reazem al şurubului principal poate fi:

- o a doua piuliţă (la cricul dublu, anumite cricuri auto etc.);
- un lagăr axial (la cricul simplu, cricul pentru platforme auto, cricul pentru sarcini laterale, cricul telescopic, cricul auto cu pîrghii, extractoare, prese acţionate prin şurub, menghine etc.);
- un reazem fix (cricul şi presa cu piuliţă rotitoare, tiranţi, cricul telescopic cu dublă acţiune etc.).

Varianta cu o a doua piuliţă nu ridică probleme deosebite, cea de a doua piuliţă fiind de regulă identică cu prima. Se pot însă imagina şi soluţii cu două piuliţe

diferite. Proiectarea celei de a doua cuple şurub-piuliţă decurge după algoritmul prezentat în paragraful precedent (& 2.1).

### 2.2.1. UTILIZAREA UNUI LAGĂR AXIAL

Variantele posibile în acest caz sînt:

- lagăr axial cu alunecare pe suprafaţă: - plană - conică - sferică
- lagăr axial cu rostogolire (rulment axial).

**Observaţii generale:**

1. Utilizarea unui rulment conduce la cheltuieli suplimentare (materiale, manoperă) dar prezintă avantajul unor momente de frecare (rezistente), cel puţin de 10 ori mai mici decît în lagărul cu alunecare. Totodată durabilitatea unui asemenea lagăr este mult mai mare. Rulmentul se va folosi ori de cîte ori momentele de frecare mari conduc la sisteme de acţionare ancombrante sau atunci cînd acţionarea este frecventă şi se doresc momente de acţionare mici pentru micşorarea efortului uman.

2. Solicitarea care se are în vedere la proiectarea unui lagăr axial cu alunecare, în condiţiile concrete de funcţionare din sistemele analizate (acţionarea cu viteze mici), este _presiunea de contact_. Valorile presiunilor admisibile se aleg astfel încît să se evite griparea şi să se asigure o durabilitate ridicată: $\sigma_{as}$ = 20÷40 *MPa* pentru oţel/fontă sau oţel/oţel cu ungere şi viteze mici de alunecare. Valorile mici asigură o durabilitate mai mare.

3. Sistemul de acţionare montat pe capul şurubului poate impune o serie de restricţii în proiectarea reazemului axial. De exemplu, pîrghia cu clichet trebuie să poată trece peste capul şurubului.

4. Indiferent de tipul reazemului trebuie avut grijă ca dimensiunile şurubului să permită înşurubarea în piuliţă pe la unul din capete.

În continuare se dau indicaţii pentru proiectarea unora din soluţiile mai frecvent folosite. Aceste soluţii nu sînt obligatorii. Ele trebuie privite ca nişte exemple!

_Soluţiile din figura 2.23_ prezintă rezemarea pe lagăre axiale de alunecare a cuplelor unor cricuri.

● Varianta de lucru 1

› Pentru varianta din fig. 2.23a se alege $d_c$, apoi se estimează teşiturile rezultînd $d_c'$. În cazul soluţiei din fig. 2.23b se alege direct $d_c'$.

› Se determină $D_c$ minim necesar din _solicitarea de contact_:

$$A_{nec} = \frac{\pi}{4}\left(D_c'^2 - d_c'^2\right) = \frac{F_1}{\sigma_{as}} \qquad (2.16)$$

...ită $D_c'$, iar apoi prin considerarea teşiturilor, $D_c$.

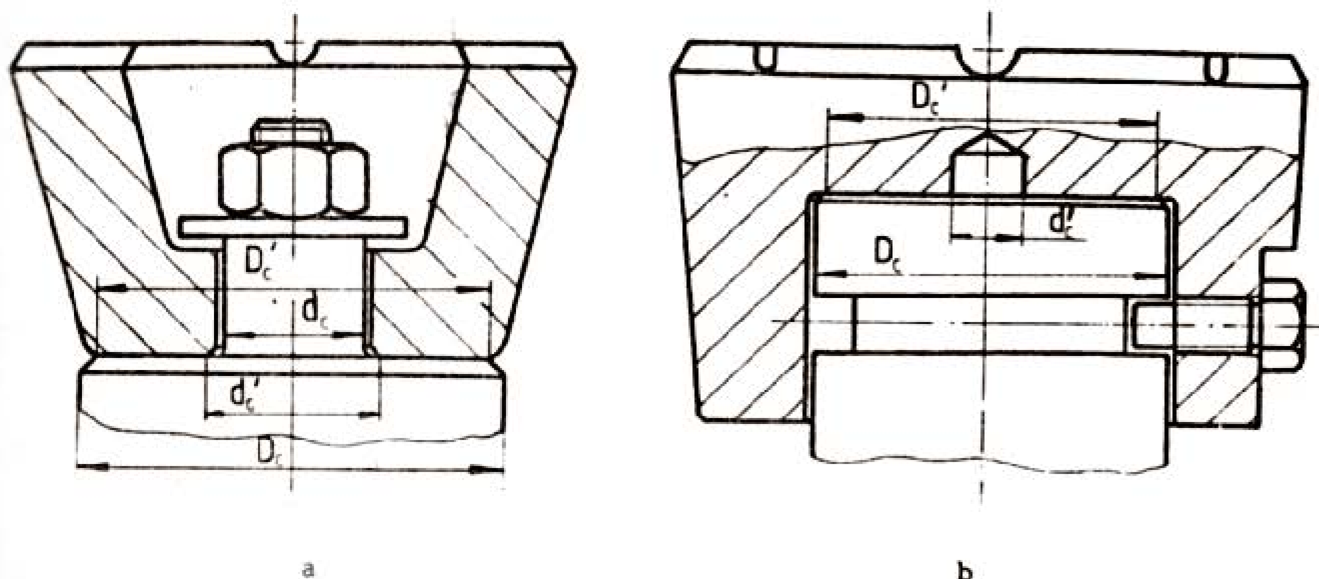
› Se definitivează forma şi dimensiunile cupei şi ale sistemului de prindere (care trebuie să împiedice rotirea liberă a cupei).

› Se reprezintă la scară cupa, sistemul de fixare şi parţial capul şurubului.

› Se estimează momentul de frecare din lagărul axial (în diagramele de eforturi $M_f = M_{41}$):

$$M_f = \frac{1}{3}\ \mu\ F_1\ \frac{D_c'^3 - d_c'^3}{D_c'^2 - d_c'^2} \qquad (2.17)$$

unde: $D_c'$ şi $d_c'$ - reprezintă dimensiunile efective ale suprafeţei de contact care ţin seama de teşituri şi raze de racordare.




a b

**Fig. 2.23**

● <u>Varianta de lucru 2</u>

› Se aleg $D_c$ şi $d_c$. Orientativ $D_c = (1,5 \div 1,8)\,d$, cînd acţionarea se face cu ajutorul unei pîrghii care trece prin capul şurubului.

› Se verifică *presiunea* pe suprafaţa de contact:

$$\sigma_s = \frac{F_1}{A} = \frac{4\ F_1}{\pi\,(D_c'^2 - d_c'^2)} \le \sigma_{as}\ , \qquad (2.18)$$

Dacă nu verifică se măreşte $D_c$ şi/sau se micşorează $d_c$.

› Se definitivează forma şi dimensiunile cupei şi ale sistemului de prindere (care nu trebuie să împiedice rotirea liberă a cupei).

› Se reprezintă la scară cupa, sistemul de fixare şi parţial capul şurubului.

› Se estimează momentul de frecare din lagărul axial - relaţia (2.17).

<u>*Soluţia din figura 2.24*</u> prezintă rezemarea pe un lagăr de alunecare cu suprafaţa sferică a cupelor unor cricuri sau dispozitive de lucru.

› Se determină $D_c$ minim necesar din solicitarea de contact. Pentru un contact uniform pe jumătate de sferă se deduce dependenţa forţă-solicitare de contact:

$$F_1 = \int_0^{\frac{\pi}{2}} 2\pi s \frac{D_c}{2} d\alpha\, \sigma_s \sin\alpha = \int_0^{\frac{\pi}{2}} 2\pi\, \frac{D_c}{2}\cos\alpha\, \frac{D_c}{2}\, d\alpha\, \sigma_s \sin\alpha = \sigma_s \frac{\pi}{4} D_c^2 \qquad (2.19)$$

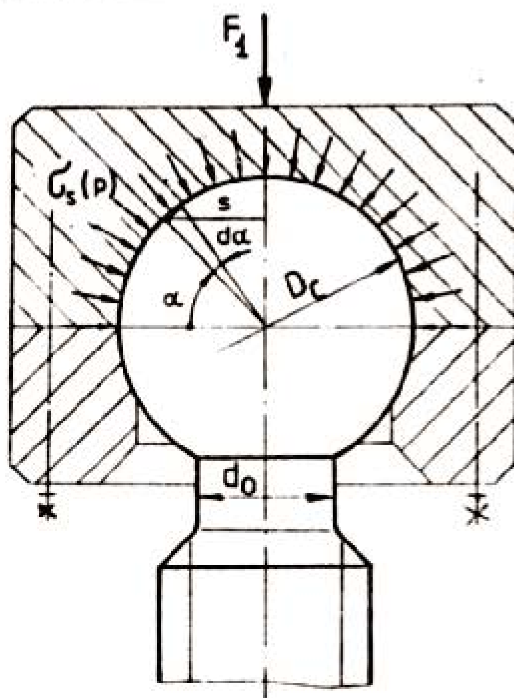


Fig. 2.24

Rezultă:

$$D_c = \sqrt{\frac{4F_1}{\pi \sigma_{as}}} \qquad (2.20)$$

➤ Se definitivează soluţia constructivă a cupei. Cupa se poate executa din două bucăţi asamblate prin şuruburi sau dintr-o singură bucată, deformată plastic pe capul şurubului, situaţie în care ea este nedemontabilă.

➤ Se reprezintă, la scară, capul şurubului şi cupa.

➤ Se estimează momentul de frecare din reazemul sferic:

$$M_f = M_{41} = \int_0^{\frac{\pi}{2}} 2\pi s \cdot \frac{D_c}{2} d\alpha \cdot \sigma_s \cdot \mu \cdot s \ .$$

➤ Se înlocuieşte $s = \frac{D_c}{2} \cdot \cos\alpha$ şi $F_1 = \sigma_s \cdot \frac{\pi}{4} D_c^2$ şi rezultă:

$$M_f = \frac{\pi}{4} \mu F_1 \cdot D_c \ . \qquad (2.21)$$

*Soluţia din figura 2.25* prezintă cazul utilizării unui rulment axial cu bile.

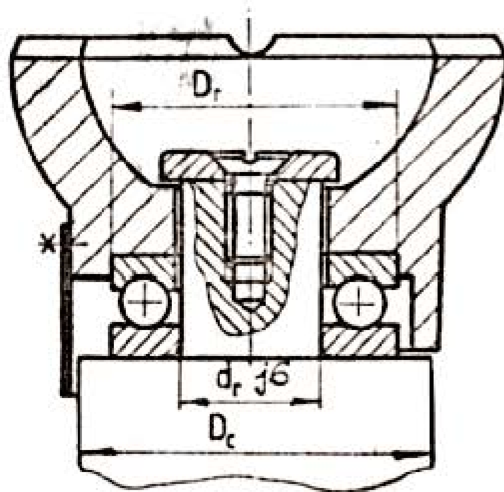


Fig. 2.25

➤ Se alege un rulment axial cu bile (Anexa A6 sau [16]) a cărui capacitate statică de încărcare, $C_o$, să fie cel puţin egală cu sarcina de preluat de către şurub:

$$C_o \geq F_1 \ . \qquad (2.22)$$

➤ Se definitivează constructiv forma şi dimensiunile cupei şi ale sistemului de fixare a acesteia.

➤ Se reprezintă la scară rulmentul, cupa, sistemul de prindere a cupei şi parţial capul şurubului. $D_c$ se definitivează la proiectarea sistemului de acţionare (cap. 4)

➤ Se estimează momentul de frecare din rulment:

$$M_f = M_{41} = \mu F_1 \frac{d_m}{2} \ . \qquad (2.23)$$

unde: $d_m = (d+D)/2$, (fig. A6.1, Anexa A6); $\mu = 0{,}008 - 0{,}01$.

**Observaţie:** În figura 2.25 sînt reprezentate două soluţii de etanşare a rulmentului.

*Soluţia din figura 2.26* prezintă rezemarea pe un rulment axial a şurubului unui cric auto cu pîrghii.

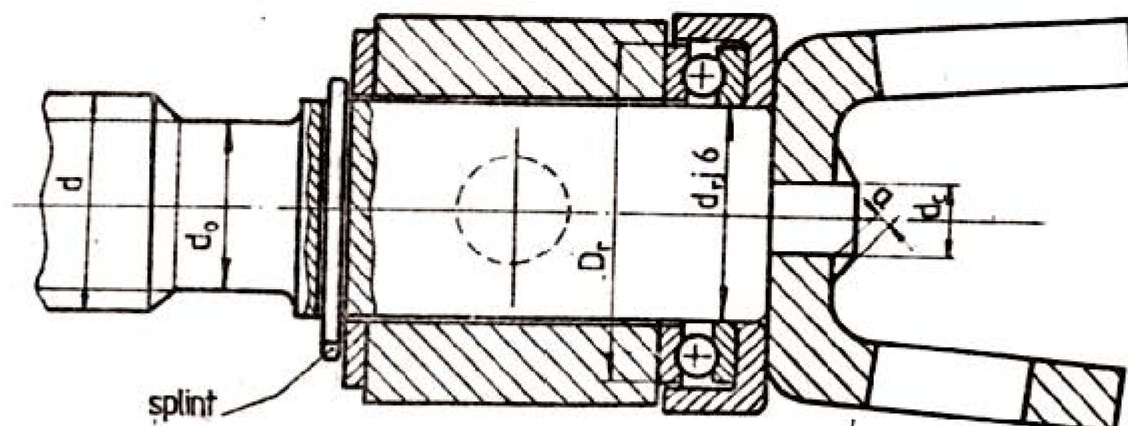



Fig. 2.26

➤ Se alege un rulment axial cu bile (Anexa 6 sau [16]) care îndeplineşte condiţiile:

▲ $C_o \geq F_1$, unde $C_o$ - capacitatea statică de încărcare a rulmentului;

▲ $d_r \geq d$ , unde $d_r$ - alezajul rulmentului, iar $d$ - diametrul exterior al filetului.

➤ Se concepe montajul rulmentului axial;

➤ Se estimează momentul de frecare în rulment - relaţia (2.23).

➤ Se alege degajarea standardizată (Anexa A3).

➤ Se verifică la *solicitare compusă* (*tracţiune şi răsucire* - vezi diagramele de eforturi) secţiunea din dreptul degajării (vezi şi §2.1.8.).

*Soluţiile din figura 2.27* prezintă posibilităţi de preluare a sarcinii de către şurubul unor prese. Pentru varianta (a), se presupune că înşurubarea în piuliţă are loc pe la acest capăt al şurubului, deci diametrul $D_c$ trebuie să îndeplinească condiţia:

$$D_c \leq d_3 \qquad (mai \quad exact \quad D_c < D_1)$$

În cazul variantei (b), înşurubarea trebuie să fie posibilă pe la capătul opus întrucît diametrul $D_c$ este mai mare decît interiorul filetului.

Pentru ambele variante $D_g$ corespunde dimensiunii D a găurii de centrare (Anexa A8).

*Varianta a*

➤ Se stabilesc $D_g$ şi $D_c$ ($D_c \leq d_3$) ;

➤ Se verifică *solicitarea de contact* între capul şurubului şi pastila din elementul de lucru, neglijîndu-se curbura suprafeţei:

$$\sigma_s = \frac{F_1}{A_s} \; ; \qquad A_s = \frac{\pi}{4}\,(D_c^2 - D_g^2) \; ;$$

Dacă nu verifică, se caută o altă soluţie.

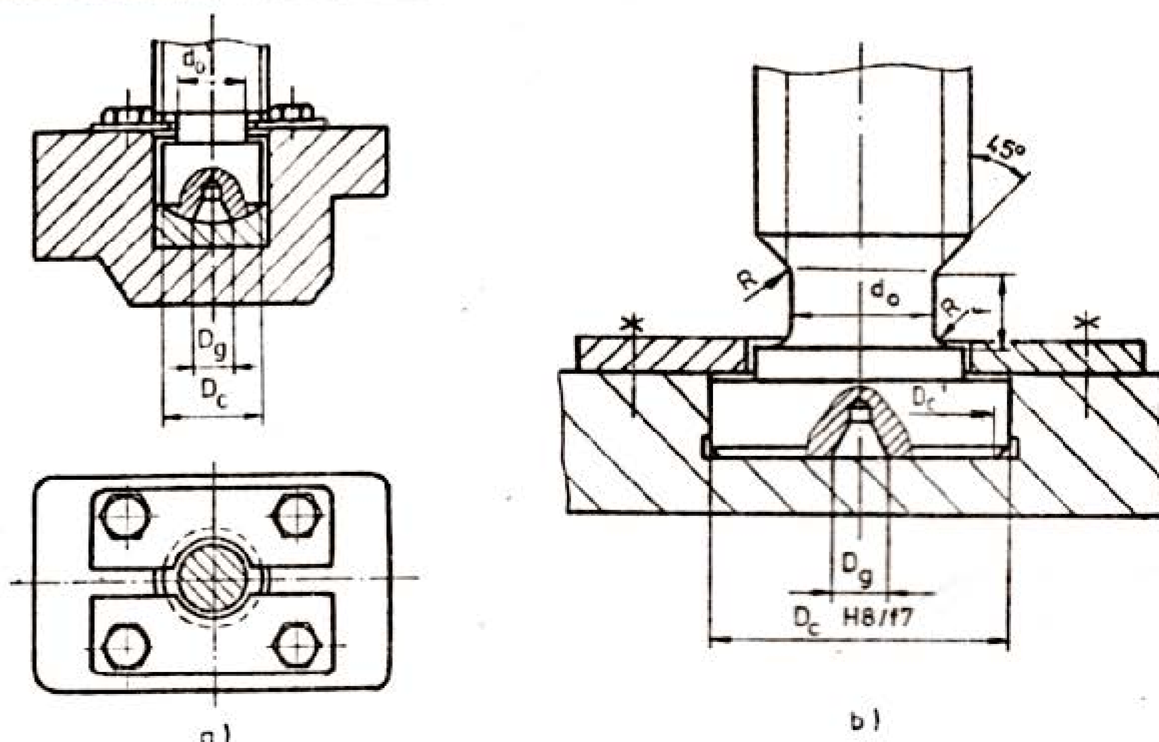



Fig. 2.27

➤ Se reprezintă la scară acest cap al şurubului şi asamblarea cu piesa de lucru. Lungimea degajării se face atît de mare cît este necesar.

➤ Se estimează momentul de frecare din lagărul axial:

$$M_f = M_{41} = \frac{1}{3} \mu F_1 \frac{D_c^3-D_g^3}{D_c^2-D_g^2} \quad . \tag{2.24}$$

➤ Se verifică secţiunea slăbită cu diametrul $d_o'$, la *solicitare compusă*. Solicitările sînt (vezi diagramele de eforturi):

- *compresiune* cu $F_1$;
- *răsucire* cu $M_t = M_{41} = M_f$. Se calculează tensiunea echivalentă. Dacă nu se verifică, se măreşte $d_o'$ (dacă se poate) sau se caută o altă soluţie.

*Varianta b*

➤ Se alege gaura de centrare (Anexa A8);

➤ Se determină diametrul $D_c$ minim necesar din solicitarea de contact:

$$A_{nec} = \frac{F_1}{\sigma_{as}} = \frac{\pi}{4} \left(D_c'^2-D_g^2\right) \quad ;$$

rezultă $D_c'$ şi apoi, prin estimarea teşiturii, $D_c$.

➤ Se alege degajarea standardizată pentru dimensiunea de filet care se foloseşte (Anexa A3);

➤ Se reprezintă la scară capul şurubului şi asamblarea cu piesa de lucru. Faţă de valoarea minimă necesară, diametrul $D_c$ se poate mări la nevoie. (Atenţie totuşi la

dimensiunile şi toleranţele semifabricatului!)

➤Se estimează momentul de frecare din reazem: relaţia (2.24) cu $D'_c$ în loc de $D_c$).

➤ Se verifică la *solicitare compusă* (*compresiune şi răsucire*) secţiunea slăbită din dreptul degajării.

*Soluţia din figura 2.28* prezintă utilizarea unui rulment pentru rezemarea şurubului unei prese. Înşurubarea în piuliţă trebuie să se poata realiza pe la capătul celălalt al şurubului.

➤ Se alege degajarea standardizată, corespunzătoare dimensiunii filetului (Anexa A3);

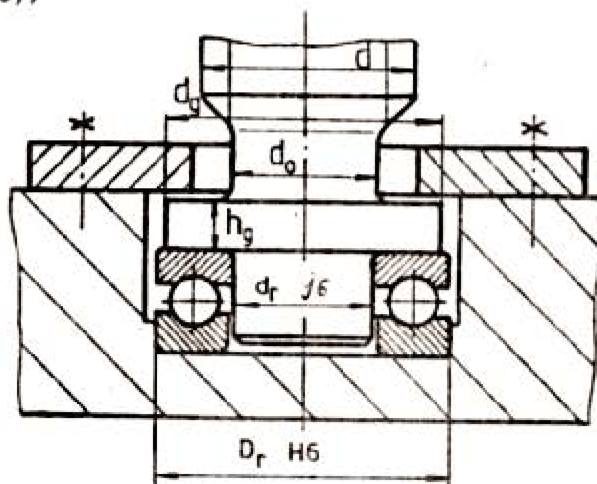



Fig. 2.28

➤ Se alege un rulment axial (Anexa A6 sau [16]) cu capacitatea statică de încărcare, $C_o \geq F_1$;

➤ Se estimează diametrul gulerului,

➤ Se dimensionează sau se verifică (dacă s-a luat constructiv), înălţimea $h_g$. Se foloseşte modelul fizic utilizat pentru verificarea spirei. Solicitările sînt:

▸ *încovoiere*: $\sigma_i = \dfrac{F_1 \dfrac{d_g - d_r}{4}}{\dfrac{\pi d_r h_g^2}{6}}$

▸ *forfecare*: $\tau_f = \dfrac{F_1}{\pi d_r h_g}$

➤ Se estimează momentul de frecare din rulment - relaţia (2.23).

➤ Se verifică la *solicitare compusă* secţiunea slăbită din dreptul degajării filetului; solicitările sînt(vezi diagramele de eforturi):

▸ *compresiune* - cu $F_1$;

▸ *răsucire* - cu $M_t = M_f = M_{41}$.

*Soluţia din figura 2.29* se utilizează pentru capul de atac al unui extractor. Considerînd că vîrful conic se va rezema în gaura de centrare din capătul unui arbore, se impune ca unghiul conului să fie de 60°.

➤ Se alege o gaură de centrare standardizată (Anexa A8); pentru siguranţă este utilă alegerea uneia din mărimile mai mari.

➤ Se estimează momentul de frecare dintre şurub şi arbore:

$$M_f = 2\mu \frac{F_n}{2}\frac{D_m}{2} = \mu \cdot \frac{F_1}{\sin\frac{\alpha}{2}} \cdot \frac{D_g + d_g}{4} \tag{2.25}$$

➤ Se verifică la *solicitare compusă* secţiunea degajării, cu diametrul $d_o$ ($d_o \leq d_3$). Solicitările sînt (vezi diagramele de eforturi):

▸ *compresiune* - cu $F_1$;

▸ *răsucire* - cu $M_t = M_f = M_{41}$.

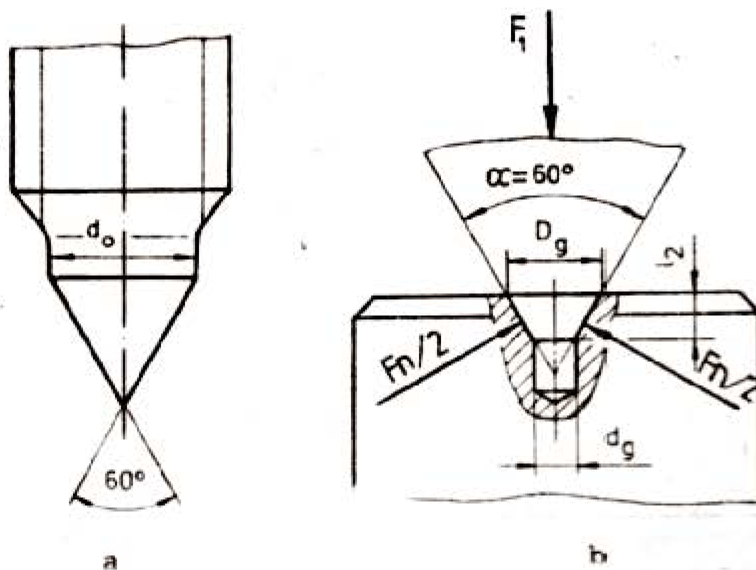



Fig. 2.29

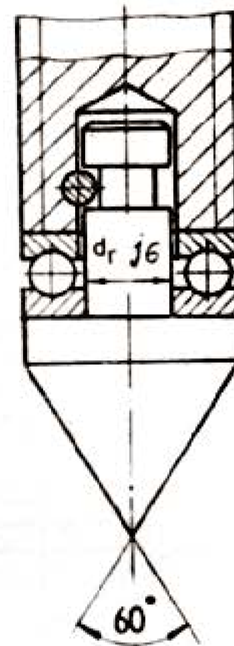



Fig. 2.30

*Soluţia din figura 2.30* se poate utiliza pentru extractoare de mari dimensiuni.

▸ Se alege un rulment axial (Anexa A6 sau [16]) cu capacitatea statică de încărcare $C_0 \geq F_1$. **Atenţie la dimensiunile filetului!** Dacă înşurubarea în piuliţă se realizează pe la celălalt capăt, în zona rulmentului dimensiunile şurubului se pot mări. Dacă nu, trebuie ca diametrul exterior al rulmentului să fie corelat cu diametrul filetului.

▸ Se reprezintă la scară rulmentul, vîrful conic şi sistemul de fixare axială. În figura 2.30 vîrful este fixat axial cu un ştift cilindric montat transversal. Se pot imagina şi alte soluţii.

▸ Se estimează momentul de frecare din rulment - relaţia (2.23).

## 2.2.2. UTILIZAREA UNUI REAZEM FIX

Şuruburile care folosesc un reazem fix pentru preluarea sarcinii nu trebuie să se rotească. Pentru aceasta momentul de frecare la nivelul reazemului trebuie să fie mai mare decît momentul de înşurubare în piuliţă (alunecarea se va produce pe filet, piuliţa se roteşte iar şurubul execută o translaţie).

*Soluţia din figura 2.31* este potrivită pentru cricuri cu piuliţe rotitoare sau cricuri telescopice care se doresc a funcţiona cu dublă acţiune.

▸ Se alege diametrul capului şurubului, $D_c$ (de exemplu $D_c = d$).

▸ Se verifică *tensiunile de contact* cupă-şurub. Valoarea admisibilă, pentru un contact fără mişcare relativă, se poate adopta: $\sigma_{as} = 80 \div 120$ *MPa*; pentru oţel/oţel sau fontă, sau în general, $\sigma_{as} \approx 0,8\ \sigma_c$.

➤ Se proiectează asamblarea dintre cupă şi capul şurubului. Se foloseşte un ştift cilindric standardizat (Anexa A4).

➤ Se verifică asamblarea cu ştift [12]. Asamblarea este solicitată de către momentul de înşurubare în piuliţă:

$$M_t = M_{41} = M_{21} \quad .$$

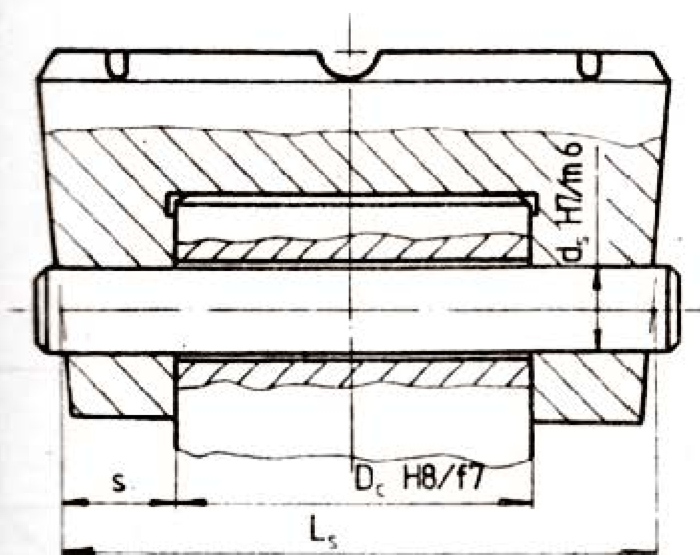



Fig. 2.31

Solicitările sînt:

➤ *forfecare:*

$$\tau_f = \frac{F_t}{A_f} = \frac{M_t / D_c}{\dfrac{\pi d_s^2}{4}} \quad (2.26)$$

➤ *strivire* ştift-şurub:

$$\sigma_{ss} = \frac{6 M_t}{d_s D_c^2} \quad (2.27)$$

➤ *strivire* ştift-cupă:

$$\sigma_{sc} = \frac{M_t}{s\, d_s\, (D_c + s)} \quad (2.28)$$

Dacă se depaşesc valorile admisibile ale tensiunilor, se modifică dimensiunile implicate.

➤ Se reprezintă la scară asamblarea cu ştift. Se înscriu şi ajustajele drept cote de montaj.

__*Soluţiile din figura 2.32*__ se pot folosi pentru şuruburile unor prese cu piuliţe rotitoare. În varianta **(a)** capul de rezemare este din aceeaşi bucată cu şurubul iar în varianta **(b)** el este asamblat cu şurubul presei prin două şuruburi cu cap înecat. Varianta **(c)** foloseşte o pană transversală de reglare. Deşi aparent simplă, această ultimă soluţie ridică probleme din punct de vedere tehnologic.

**Observaţie:** Forma şi dimensiunile capului de lucru precum şi tipul asamblării dintre acesta şi şurub sînt determinate de procesul care urmează să se desfăşoare pe presă.

## 2.3. DEFINITIVAREA CONSTRUCTIVĂ ŞI VERIFICĂRI FINALE ALE ŞURUBULUI PRINCIPAL

**Observaţii:**

1) Dacă *sistemul de acţionare este plasat pe şurubul principal*, activităţile prezentate în acest paragraf se vor desfăşura după proiectarea sistemului de acţionare (cap. 4; vezi algoritmul de proiectare a sistemului).

2) De asemenea, pentru *cricurile şi presele cu piuliţe rotitoare* este mai potrivit ca această definitivare să aibă loc după proiectarea piuliţei şi uneori chiar după proiectarea corpului care conţine elementele de evitare a rotirii şurubului.

3) Pentru cricurile cu două şuruburi definitivarea constructivă se va face pentru amîndouă deodată, după calculul şurubului secundar (§3.2).

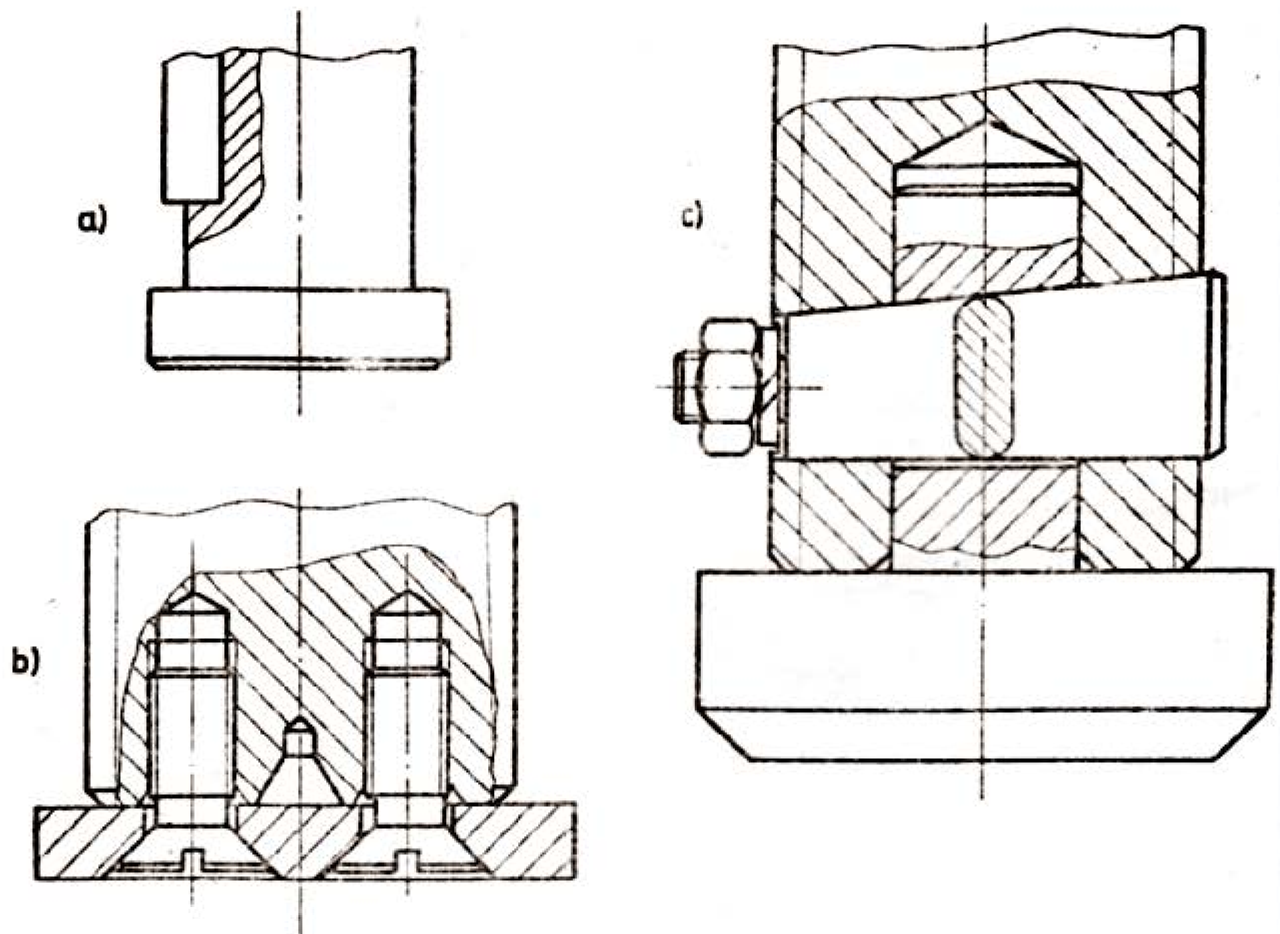



Fig. 2.32

***Definitivarea constructivă***[1] a unui element sau ansamblu de elemente se desfăşoara, de regulă, prin desen. În această etapă pot însă avea loc şi calcule de verificare sau dimensionare. Dimensiunile şi elementele de formă, încă neprecizate, se stabilesc în raport cu cerinţele şi dorinţele generale:

- îndeplinirea rolului funcţional,
- siguranţă în funcţionare,
- tehnologicitate,
- respectarea standardelor,
- posibilitatea transportului,
- economicitate,
- estetică etc.

Observaţii:

1) În această fază a definitivării constructive se poate, şi trebuie făcută o verificare de ansamblu a solicitărilor mecanice. Cu diagramele de eforturi şi desenul la scară al şurubului în faţă, se trec în revistă şi se verifică toate secţiunile periculoase încă neverificate.

2) În această fază de verificare tensiunile admisibile sînt cele "normale" pentru materialele utilizate. Se reaminteşte că la predimensionarea filetului se iau uneori

---

1) Desenele care se prezintă în acest paragraf servesc drept bază pentru comentariu, ele sînt reprezentări la scară dar nu constituie desene de execuţie, conform convenţiilor de reprezentare şi cotare.

*tensiuni admisibile mai mici decît cele uzual acceptabile pentru materialele utilizate - întrucît se consideră ca restricţii suplimentare numărul de spire în contact şi flambajul şurubului.*

<u>***Exemplul 1*** . Definitivarea constructivă a şurubului unui cric simplu, acţionat printr-o pîrghie trecută prin capul şurubului</u> (fig. 2.33 şi A12.1).

<u>Se cunosc</u>:

- mărimea filetului,
- numărul de spire în contact - $z$,
- toate elementele privind forma şi dimensiunile capului şurubului (deja reprezentate la scară pe formatul desenului de ansamblu).
- înălţimea piuliţei:

$$H_p = z \cdot p + f_2 \qquad (2.29')$$

sau

$$H_p = z \cdot p + \Delta \qquad (2.29'')$$

unde: $f_2$ - înălţimea degajării filetului şurubului; $\Delta \approx p$ - înălţimea teşiturilor filetului interior.

Termenul $f_2$ din relaţia (2.29') consideră situaţia contactului din poziţia limită inferioară a şurubului aflat sub sarcină. Dacă $H_p$, astfel calculat, depăşeşte **10 spire**, se elimină termenul $f_2$ şi <u>se păstrează doar 10 spire</u> (se consideră că prin durata scurtă în timp, situaţia limită de mai sus nu este semnificativă pentru uzare).

Relaţia (2.29") are în vedere poziţia normală de funcţionare, cînd degajarea şurubului nu mai este în dreptul piuliţei.

<u>Trebuie precizate</u>:
- trecerea de la capul şurubului la corpul filetat,
- lungimea părţii filetate,
- un sistem de limitare a cursei şurubului pentru evitarea accidentelor.

- Trecerea de la capul şurubului la corpul filetat se realizează obligatoriu printr-o degajare standardizată (Anexa A3). Pentru dimensiunea de filetat care se foloseşte se adoptă din standard dimensiunile degajării.

- Se verifică la *solicitare compusă* secţiunea slăbită din dreptul degajării. Solicitările sînt(vezi diagramele de eforturi):

- *compresiune*: $\sigma = \dfrac{F_1}{A}$; $A = \dfrac{\pi d_o^2}{4}$,
- *răsucire*: $\tau = \dfrac{M_{21}}{W_p}$, $W_p = \dfrac{\pi d_o^3}{16}$,

Efortul echivalent este:

$$\sigma_{ech} = \sqrt{\sigma^2 + 4\tau^2} \le \sigma_a \qquad (2.30)$$

unde: $\sigma_a = \sigma_c / c_c$; $c_c = 1,5 \div 2,5$.

- Se reprezintă în desen zona degajării.

- Lungimea, $L_f$, a părţii filetate, pentru sistemele cu un şurub, este:

$$L_f = H + z \cdot p \qquad (2.31)$$

Pentru a înlesni înşurubarea în piuliţă filetul şurubului începe cu o teşitură.

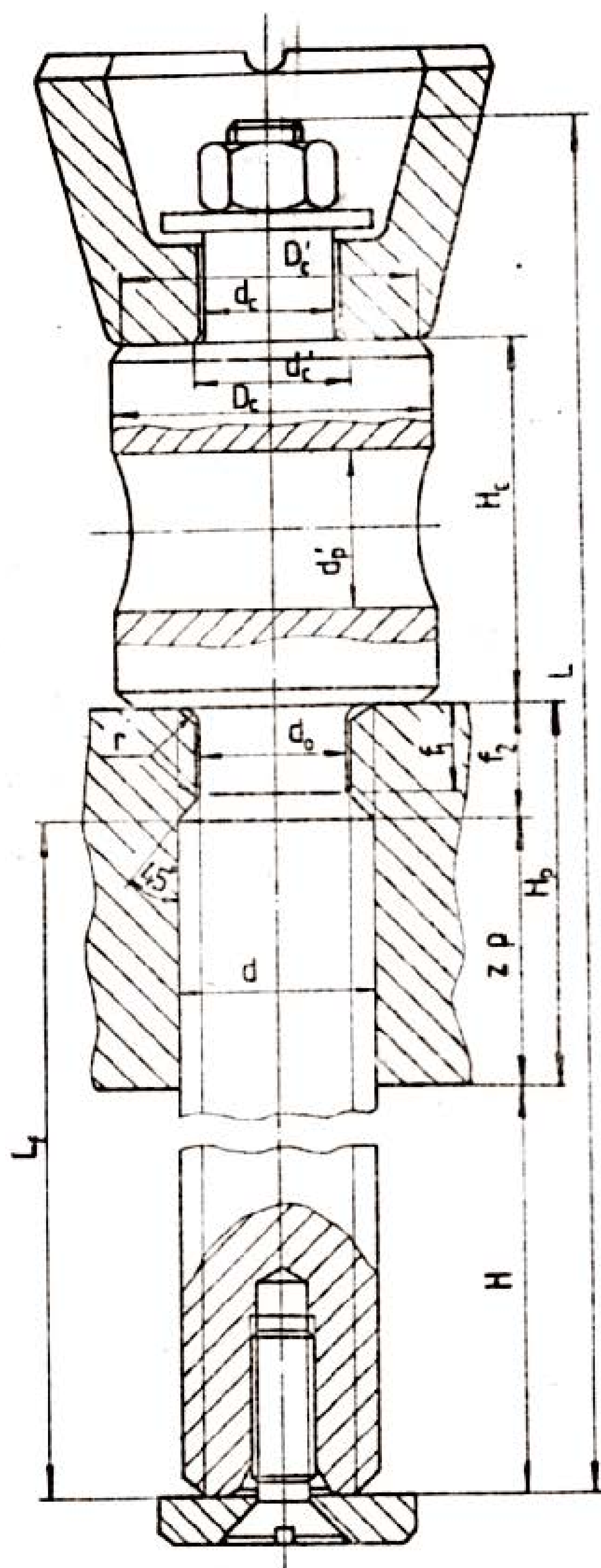



Fig. 2.33

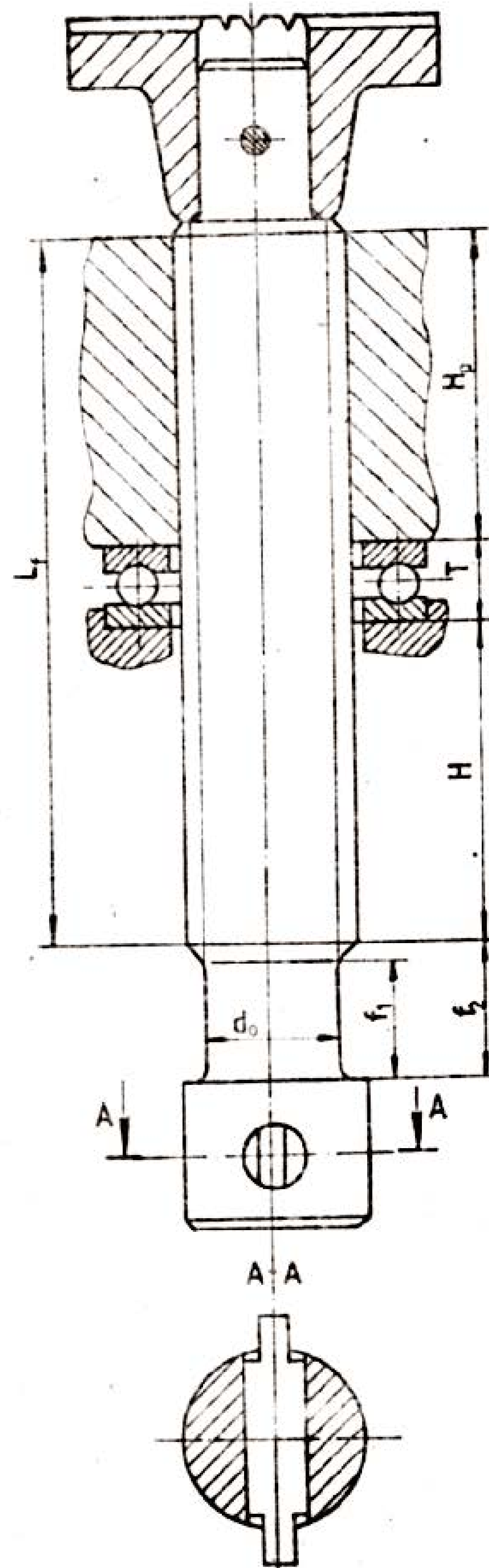



Fig. 2.34

➤ Se concepe o soluţie pentru limitarea cursei şurubului. În exemplul comentat se foloseşte o şaibă cu o gaură teşită, fixată printr-un şurub cu cap înecat (Anexa A4). Pentru prelucrarea şurubului pe strung este necesară centrarea acestuia pe vîrful păpuşii mobile. Deci în acest capăt al şurubului va trebui să existe o gaură de centrare. Întrucît în aceeaşi zonă se montează şi şurubul de limitare a cursei - se va folosi o gaură de centrare filetată (Anexa A8), care însumează ambele funcţii.

➤ Se reprezintă la scară porţiunea filetată şi sistemul de limitare a cursei (şurub, şaibă). În desen se vede şi porţiunea de centrare a găurii filetate.

*Exemplul 2* Definitivarea constructivă a şurubului unui cric cu piuliţă rotitoare (fig. 2.34 şi A12.3).

Se cunosc:

- mărimea filetului,
- numărul de spire în contact,
- felul rezemării piuliţei (în acest exemplu rezemarea se face pe un rulment axial, astfel că trebuie cunoscută lăţimea T a rulmentului - deci definitivarea şurubului nu se poate face decît după precizarea rezemării piuliţei!),
- modul de preluare a forţei pe capul şurubului.

Trebuie precizate:

- lungimea părţii filetate a şurubului $L_f$
- un sistem de împiedicare a rotirii şurubului o dată cu piuliţa.

➤ Se estimează înălţimea părţii filetate a şurubului care se poate afla în piuliţă

$$H_p = z \cdot p + \Delta \,, \tag{2.32}$$

$\Delta = P$ - consideră teşiturile de la începutul şi sfîrşitul filetului piuliţei.
Dacă $f_2 > T$ ($f_2$ - înălţimea degajării), în relaţia (2.32) mai apare un termen, $\Delta_1 = f_2 - T$, care consideră contactul spirelor în poziţia extremă de sus.

➤ Se estimează lungimea totală (minimă) a părţii filetate $L_f$:

$$L_f = H_p + T + H \tag{2.33}$$

$H$ - cursa de realizat.

➤ Se proiectează sistemul de împiedicare a rotirii şurubului. În exemplul considerat se foloseşte un ştift cilindric care prezintă la fiecare capăt două teşituri laterale. Capetele teşite ale ştiftului alunecă în două canale prevăzute în corpul cricului. Ştiftul (asamblarea ştift-şurub şi ştift-corp) poate fi solicitat de către o cotă parte din momentul de înşurubare $M_{21}$. Este de aşteptat ca această cotă parte să fie neînsemnată (blocarea şurubului sub sarcină se face pe cupă). Pentru siguranţă se poate considera acoperitor că jumătate din momentul de înşurubare este preluată de către această asamblare (vezi diagramele de eforturi). Se recomandă să se aleagă diametrul şi celelalte dimensiuni ale ştiftului şi apoi să se facă verificările la *strivire şi încovoiere* (vezi asamblarea cu ştift montat transversal [8, 12]).

➤ Se verifică şurubul în toate secţiunile periculoase:

- <u>porţiunea de asamblare a cupei</u>, de diametru $d_c$; solicitările sînt:
  - *compresiune* cu $F_1$

▸ *răsucire* cu $M_{21}$ luat acoperitor). Se calculează $\sigma_{ech}$.

⊙ <u>diametrul interior al filetului</u> $d_3 \geq d_c$. Dacă rezistă secţiunea cu $d_c$ rezistă şi porţiunea filetată.

⊙ <u>secţiunea degajării</u>, de diametru $d_o = d_3$ nu este în pericol. Solicitarea este doar de *răsucire* cu un moment mai mic decît momentul de înşurubare.

▸ Se reprezintă la scară porţiunea filetată a şurubului, degajarea standardizată (Anexa A3) şi capătul cu sistemul de împiedicare a rotirii.

# 3. PROIECTAREA SISTEMULUI DE PRELUARE-TRANSMITERE A FORŢEI DE CĂTRE ŞURUBUL SECUNDAR

În principiu, se parcurg aceleaşi etape ca şi pentru proiectarea şurubului principal (§ 2.1 ... § 2.3).

Fluxul de forţă în şurubul secundar se desfăşoară între cupla şurub principal - şurub secundar şi şurub secundar - piuliţă (vezi diagramele de eforturi).

Proiectarea cuplei şurub principal - şurub secundar s-a efectuat în cadrul § 2.1.

## 3.1. PROIECTAREA CUPLEI ŞURUB SECUNDAR-PIULIŢĂ

### 3.1.1. PRECIZAREA SOLICITĂRILOR

Corpul şurubului secundar este solicitat la *compresiune şi răsucire*. Tipul solicitărilor spirelor este acelaşi ca şi pentru cupla şurub principal - şurub secundar.

### 3.1.2. ALEGEREA MATERIALELOR

Cuplul de materiale şurub secundar - piuliţă trebuie să aibă bune **proprietăţi antifricţiune**. Observaţiile de la § 2.1.2 prezintă variante de soluţii posibile.

**ATENŢIE !** Alegerea materialelor trebuie realizată în corelaţie şi cu tehnologia şi semifabricatul utilizat.

### 3.1.3. PREDIMENSIONAREA FILETULUI

Tipul filetului va fi acelaşi ca pentru şurubul principal atunci când se doreşte deplasarea simultană în ambele filete. În acest caz, sensul filetului trebuie să fie contrar celui al şurubului principal.

Se propune o predimensionare la *compresiune* pe baza unei forţe de calcul, majorată corespunzător, pentru a lua în consideraţie şi solicitarea de *răsucire*.

Secţiunea care se dimensionează este inelară şi are diametrul interior $D_o$ şi diametrul exterior egal cu diametrul interior al filetului $d_3'$ (fig. 3.1).

<u>Diametrul interior al şurubului secundar</u> - $D_o$ va trebuie să fie mai mare decît diametrul exterior al filetului şurubului principal, încît să permită deplasarea liberă a acestuia (inclusiv a sistemului de limitare a cursei). Valoarea acestui diametru trebuie corelată şi cu dimensiunea semifabricatului , în cazul în care acesta este o ţeavă. La limita inferioară se poate considera:

$$D_o = d + (2 \div 8)\,mm \qquad (3.1)$$

Dacă semifabricatul din care se confecţionează şurubul secundar este ţeava, diametrul $D_0$ trebuie corelat cu diametrul interior al semifabricatului.

➤ Cu aceasta se poate trece la dimensionarea propriu-zisă

:

$$A_{nec} = \frac{F_{1c}'}{\sigma_{ac}} = \frac{\gamma\, F_1'}{\sigma_{ac}} = \frac{\pi}{4}\,[(d_3')^2 - D_o^2]\ , \quad unde\ \ F_1' = F_1$$

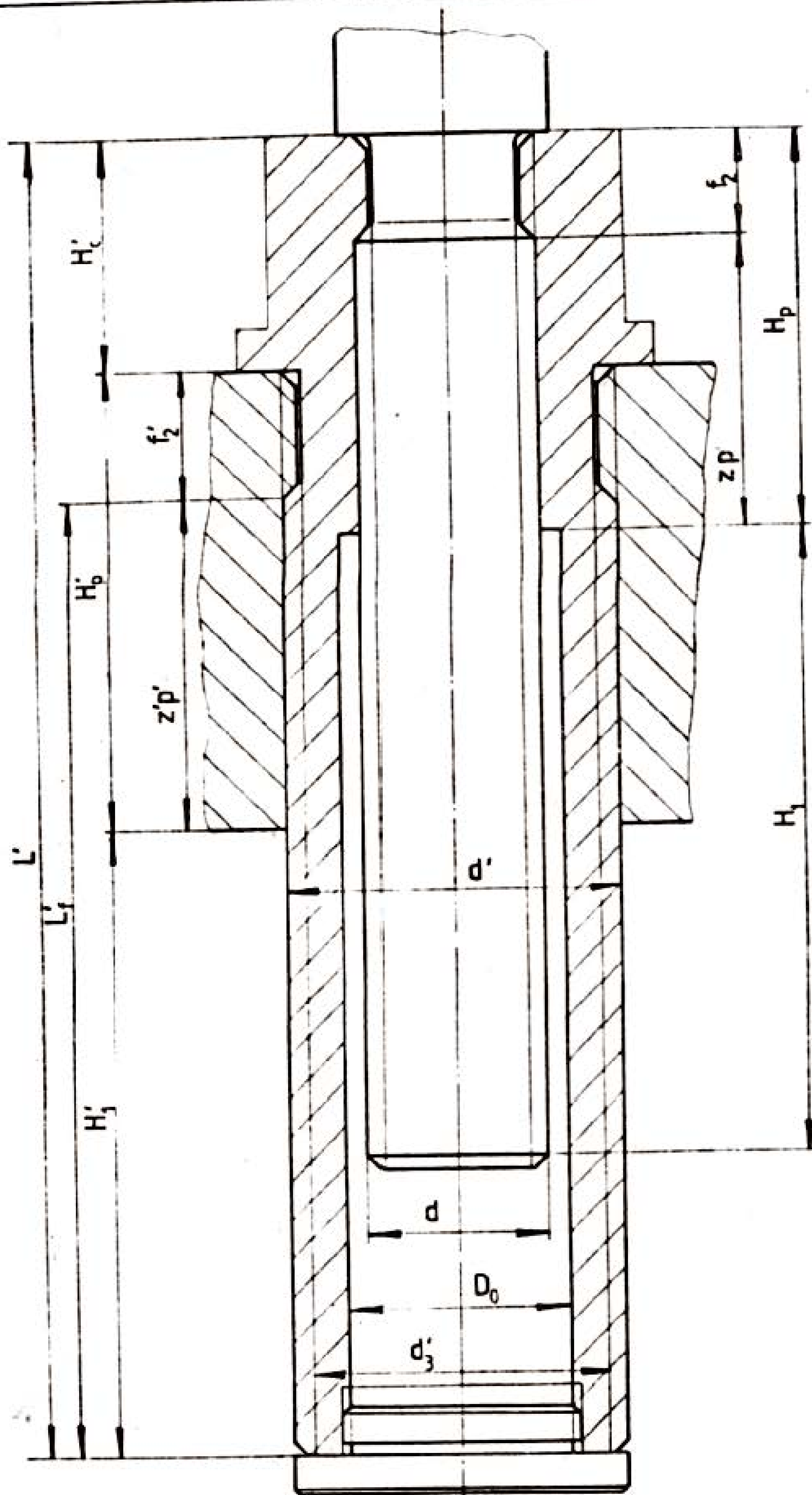



Fig. 3.1

Rezultă:

$$d_3' = \sqrt{\frac{4\gamma F_1}{\pi\sigma_{ac}} + D_o^2} \qquad (3.2)$$

Pentru valorile lui $\gamma$ şi $\sigma_{ac}$ - vezi § 2.1.3.

▸ Se alege filetul standardizat corespunzător diametrului $d_3$' calculat (pentru identificare la notaţiile standardizate ale dimensiunilor filetelor s-a adăugat indicele superior ').

### 3.1.4. VERIFICAREA LA SOLICITARE COMPUSĂ A ZONEI FILETATE A ŞURUBULUI SECUNDAR

▸ Se calculeză $M_{2'1'}$ - momentul de înşurubare pentru şurubul secundar:

$$M_{2'1'} = F_1' \frac{d_2'}{2} tg(\psi_2' + \varphi') \qquad (3.3)$$

▸ Se verifică şurubul la *solicitare compusă*. Solicitările sînt de *compresiune şi răsucire* (vezi diagramele de eforturi § 2.1). Dacă zona filetată nu rezistă, se alege un alt filet, cu diametrul interior mai mare, şi se reface verificarea.

### 3.1.5. VERIFICAREA CONDIŢIEI DE AUTOFRÎNARE

Autofrînarea este asigurată dacă:

$$\psi_2' < \varphi'$$

unde: $\psi_2'$ - unghiul de înclinare a spirei filetului, $tg\psi_2' = p'/(\pi d_2')$ ;

$\varphi'$ - unghiul de frecare corectat - vezi § 2.1.4.

### 3.1.6. VERIFICAREA LA FLAMBAJ

Vezi recomandările din § 2.1.5

### 3.1.7. DETERMINAREA NUMĂRULUI DE SPIRE ÎN CONTACT

Numărul de spire necesare - $z'$ - se determină din condiţia de rezistenţă la uzare (solicitare de contact). Astfel:

$$z' = \frac{F_1'}{\frac{\pi}{4}(d'^2 - D_1'^2)\sigma_{as}} \qquad (3.4)$$

Pentru alte indicaţii se va consulta § 2.1.6.

### 3.1.8. VERIFICAREA SPIREI FILETULUI

Vezi recomandările din § 2.1.7.

## 3.2. DEFINITIVAREA CONSTRUCTIVĂ ŞI VERIFICĂRI FINALE ALE ŞURUBULUI SECUNDAR

**Observaţie:** *Dacă sistemul de acţionare este plasat pe şurubul secundar, activităţile prezentate în acest paragraf se vor desfăşura după proiectarea sistemului de acţionare (capitolul 4).*

Ca bază pentru discuţie se iau soluţiile din fig. A12.6 şi A12.7 (**Anexa A12**) cu notaţiile dir fig. 3.1.

- Se alege degajarea standardizată pentru filetul şurubului principal (**Anexa A3**).

- Se determină $H_p$ - lungimea filetului interior:

$$H_p = z \cdot p + f_2 \tag{3.5}$$

unde: $z$ - numărul de spire pentru "piuliţa" şurubului principal (§ 2.1.6);
$f_2$ - înălţimea degajării şurubului principal.

- Se alege degajarea standardizată pentru filetul şurubului secundar (**Anexa A3**).

- Se determină $H_p'$ - înălţimea piuliţei şurubului secundar

$$H_p' = z' \cdot p' + f_2' \tag{3.6}$$

unde: $f_2{}'$ înălţimea degajării şurubului secundar.

În relaţiile (3.5) şi (3.6) $f_2$ şi $f_2'$, s-au adăugat din motive de siguranţă pentru situaţiile în care cricul s-ar afla sub sarcină în poziţia extremă figurată în desene ( vezi şi Exemplul 1 - §2.3). **Această situaţie** nu este de dorit şi **ea poate fi evitată**. Gîndiţi o soluţie în acest sens!

- Se determină lungimea $L_f'$ - a filetului exterior al şurubului secundar:

$$L_f' = z'p' + H_1' \tag{3.7}$$

unde: $H_1{}'$ - cursa şurubului secundar.

**Observaţii** privind precizarea cursei şurubului principal pentru **sistemele** cu două şuruburi (*fig.* A.6a şi **A6c**), la care se produce deplasarea **simultană** a şurubului principal şi a celui secundar. Lungimea minimă a cursei şurubului principal şi a celui secundar, rezultă din următorul sistem:

$$H = H_1 + H_1{}'$$
$$\frac{H_1}{H_1{}'} = \frac{p}{p'} \tag{3.8}$$

unde:

$H$ - întreaga cursă de realizat;

$H_1$ - cursa şurubului principal;

$H_1'$ - cursa şurubului secundar;

$p$, $p'$ - pasul filetului şurubului principal respectiv, secundar.

**Rezultă:**

Deci pentru aceste sisteme, lungimea şurubului principal nu se poate preciza decît după dimensionarea filetului şurubului secundar.

$$H_1 = H\frac{p}{p+p'}\ ; \qquad H_1' = H\frac{p'}{p+p'}$$

Relaţia (3.8) dă valorile minime ale curselor celor două şuruburi. Dacă este nevoie, ele se mai pot mări (cu măsură, din motive de economie de material).

► În desenul de ansamblu lungimea L' a şurubului secundar se obţine:

$$L' = H_c'+H_p'+H' = L_f' + H_c' \qquad (3.8)$$

unde înălţimea $H_c'$ s-a determinat la proiectarea sistemului de acţionare.

► Se proiectează sistemele de limitare a curselor şurubului principal şi secundar (şaibe, piuliţe, şuruburi, ştifturi ş.a.). Atenţie! Ele trebuie să se poată monta.

# 4. PROIECTAREA SISTEMULUI DE ACŢIONARE

Pentru sistemele în discuţie acţionarea se face, de regulă, prin elementul care execută mişcarea de rotaţie. Această acţionare poate fi privită ca o introducere de energie în sistem - energie necesară învingerii rezistenţelor în cupla şurub-piuliţă şi în cel de-al doilea reazem. Corespunzător acestor rezistenţe, în diagramele de eforturi, s-a folosit pentru momentul rezistent total notaţia - $M_{tot}$.

## 4.1. ALEGEREA SISTEMULUI DE ACŢIONARE (CONCEPŢIA)

Alegerea sistemului de acţionare corespunde **fazei de proiectare calitativă** la nivelul acestui subansamblu.

În sinteză, există următoarele posibilităţi de acţionare mecanică:

- acţionare prin şurubul principal;
- acţionare prin şurubul secundar;
- acţionare prin piuliţă.

Acţionarea se poate face direct prin aceste elemente sau indirect prin intermediul unui angrenaj (Anexa A12, fig. A12.4). Acţionarea manuală [1] se poate realiza prin:

- pîrghii simple (fig. 4.1);
- pîrghii cu clichet (dispozitive de acţionare):
  - orizontal (fig. 4.2, 4.3, 4.4);
  - vertical (fig. 4.5);
  - cu element elastic (fig. 4.6);
  - alte soluţii.
- roţi de manevră de uz general (Anexa A7).
- chei standardizate:
  - cheie simplă ( Anexa A7);
  - antrenor cu clichet (STAS 8968/7-89).

Se va alege acea soluţie care corespunde concepţiei de ansamblu şi cerinţelor rezultate din condiţiile de lucru.

## 4.2. PROIECTAREA LA SCARĂ A SISTEMULUI DE ACŢIONARE

Datele de intrare pentru acest capitol sînt: $M_{tot}$ - momentul total care trebuie aplicat şi dimensiunile determinate în paşii de lucru anteriori.

$M_{tot}$ se va determina conform cu diagramele de eforturi (§ 2.1.1). Componentele acestui moment sint calculate în cadrul paragrafelor § 2.1, § 2.2 şi cap. 5.

### 4.2.a. ACŢIONAREA CU PÎRGHIE SIMPLĂ

Figura 4.1 prezintă principalele elemente dimensionale implicate. ▸ Se determină raza $R_a$, la care trebuie aplicată forţa muncitorului $F_m$:

$$R_a = M_{tot} / F_m \tag{4.1}$$

---

1) Acţionările electrice, hidraulice sau pneumatice nu fac obiectul acestui îndrumar.

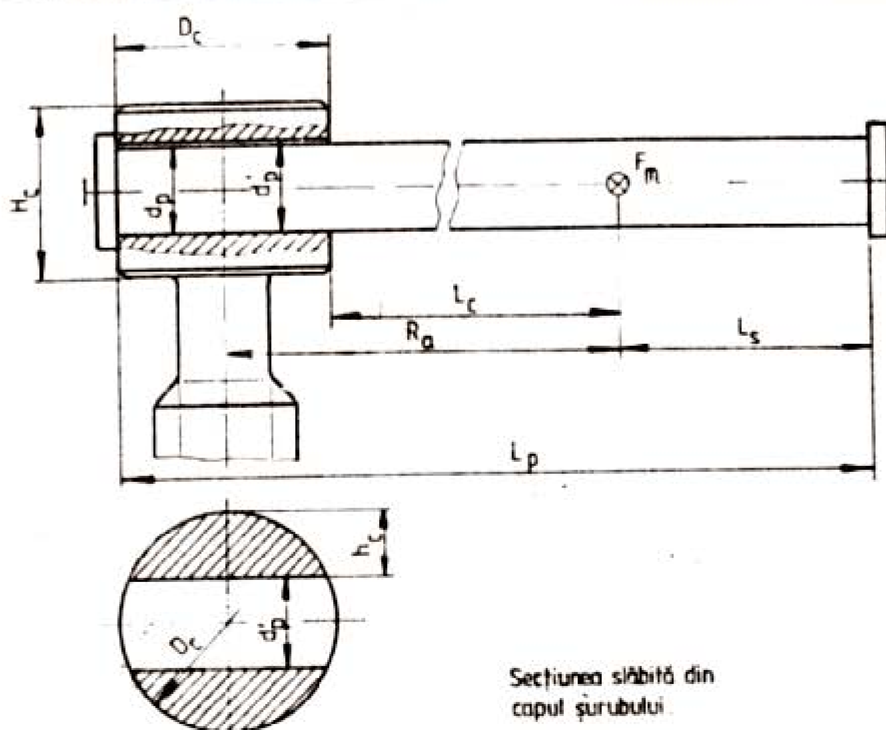



**Fig. 4.1**

Forța dezvoltată de un muncitor variază în funcție de condiția fizică, poziția față de dispozitiv și altele. În general, în calcule, se recomandă pentru $F_m$ valori de (100 ÷ 150) N.

__Observație:__ Pentru *dispozitivele de lucru care se folosesc foarte frecvent, acționarea trebuie să poată fi făcută cu forțe, $F_m$, mult mai mici (cît se poate de mici !); după cum în anumite situații speciale (de exemplu îndoirea unor profile pe șantier) forța de acționare poate fi și mult mai mare, prin acțiunea simultană a doi sau mai mulți muncitori.*

Dacă $R_a$ rezultă prea mare în raport cu celelalte dimensiuni, sau în raport cu spațiul care se poate folosi, se va înlocui reazemul axial cu alunecare cu un rulment (cu frecare mult mai mică), se vor folosi doi muncitori sau se va căuta o altă soluție de sistem de acționare.

▸ Se determină __diametrul minim necesar pentru pîrghie__ - $d_p$. Considerînd pîrghia ca fiind încastrată în capul șurubului, ea va fi solicitată la *încovoiere* cu momentul încovoietor maxim:

$$M_i = F_m \cdot L_c \tag{4.2}$$

unde:

$$L_c = R_a - \frac{D_c}{2} \tag{4.3}$$

Pentru cricuri, diametrul capului șurubului, $D_c$, a fost precizat la proiectarea celui de-al doilea reazem. Pentru prese se recomandă $D_c \approx 1,5\ d$. Rezultă:

$$W_{nec} = \frac{\pi\ d_p^3}{32} = \frac{M_i}{\sigma_{ai}} \rightarrow d_p \tag{4.4}$$

<u>Materialul pîrghiei</u> poate fi: OL42, OL50, OLC45. În stabilirea tensiunilor admisibile, pentru menghine şi anumite prese, se recomandă o mai mare siguranţă faţă de limita de curgere, întrucît pentru aceste dispozitive nu se poate realiza o limitare a încărcării (În practică se întîlnesc adeseori menghine cu pîrghiile deformate plastic!).

Diametrul pîrghiei, $d_p$, rezultat din ecuaţia (4.4), se rotunjeşte la mm întregi.

Diametrul găurii se poate lua $d_p' = d_p + (0,5 \div 1)\,mm$.

▸ Se verifică secţiunea slăbită din capul şurubului (vezi diagramele de eforturi). Pentru verificarea la *răsucire* a acestei secţiuni de formă mai specială se poate folosi relaţia:

$$\tau_t = \frac{M_{tot}}{W_t} \quad unde \quad W_t = 2\,\frac{D_c^3}{22,9}\left(\frac{2h_c}{D_c}\right)^{2,82} \tag{4.5}$$

(cu condiţia ca $2 < \frac{D_c}{h_c} < 8$).

Dacă nu rezistă, se măreşte $D_c$.

▸ Se reprezintă grafic, la scară, capul şurubului ($H_c \approx (1,5 \div 2)\,d_p$) şi pîrghia. Lungimea, $L_p$, a pîrghiei se ia mai mare decît rezultă din calcule. Lungimea, $L_s$, care se adaugă, consideră dimensiunile mîinii (forţa nu se aplică concentrat!). La capetele pîrghiei se vor monta rondele sau alte elemente care să evite pierderea ei în timpul transportului.

### 4.2.b. ACŢIONARE PRIN DISPOZITIVE CU CLICHET

Figurile 4.2, 4.3, 4.4, 4.5 şi 4.7 prezintă variante ale unor dispozitive de acţionare cu clichet. Principiul de lucru al dispozitivului cu element elastic din figura 4.6 este asemănător cu cel al unui dispozitiv cu clichet.

În principiu, dispozitivul cu clichet permite acţionarea de pe o singură parte, prin mişcări alternante la care o cursă este activă şi una pasivă. În cursa activă clichetul împinge în dintele roţii de clichet care antrenează şurubul sau piuliţa.

Se începe proiectarea de la "<u>interior către exterior</u>".

#### 4.2.1.b. PROIECTAREA ROŢII DE CLICHET ŞI A CLICHETULUI

Roata de clichet este plasată în fluxul de forţă între clichet şi elementul final de antrenat - şurubul sau piuliţa. O abordare funcţională a proiectării acestui element ar conduce la rezolvarea următoarelor două mari aspecte:

- asamblarea roată-şurub (sau piuliţă)
- preluarea forţei prin contactul clichet-roată.

Dacă roata de clichet este dintr-o bucată cu elementul pe care îl antrenează (construcţie integrată), prima problemă dispare.

<u>Precizarea solicitărilor</u>.

Indiferent de tipul soluţiei adoptate, în zona asamblării cu şurubul (piuliţa), roata de clichet este solicitată la strivire. Dinţii roţii de clichet şi clichetul sînt solicitaţi la strivire, încovoiere (şi forfecare).

▸ Se aleg materialele pentru roata de clichet şi clichet ( fontă sau oţel).

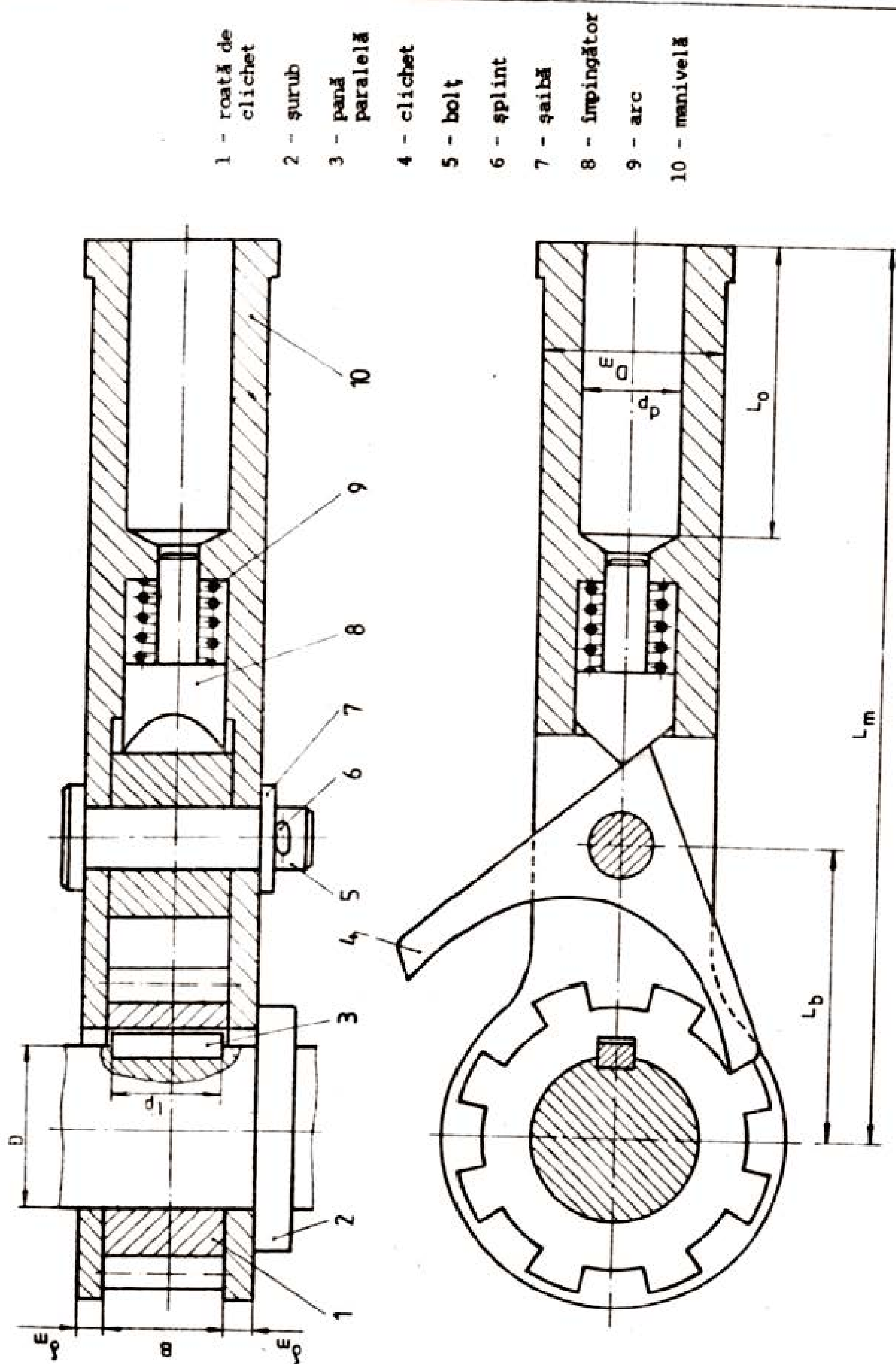



**Fig. 4.2 - Dispozitiv de acţionare cu clichet orizontal**

$R_a$ $iL_s$ $L_b$ A $L_c$ $D_m$ $d_p$ A $L_m$ a

Secţiunea A-A

$\delta_m$ $d_b$ B $\delta_m$ $B_m$

Fig. 4.3 Dispozitiv de acţionare cu clichet orizontal

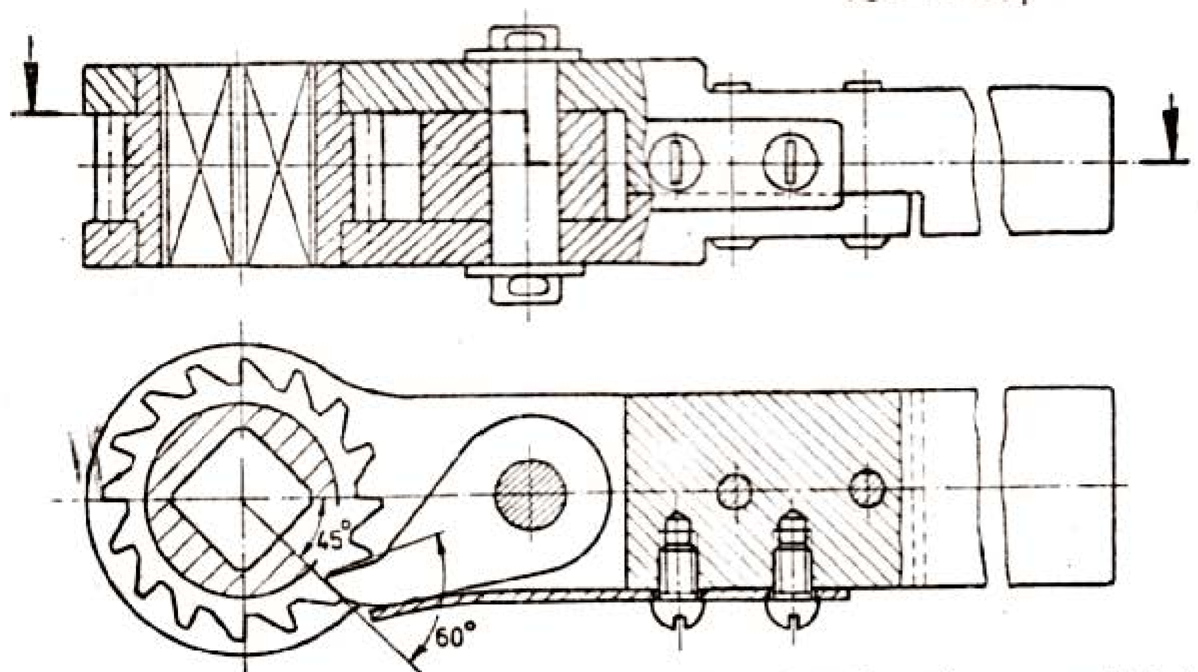



Fig. 4.4 Dispozitiv de acţionare cu clichet

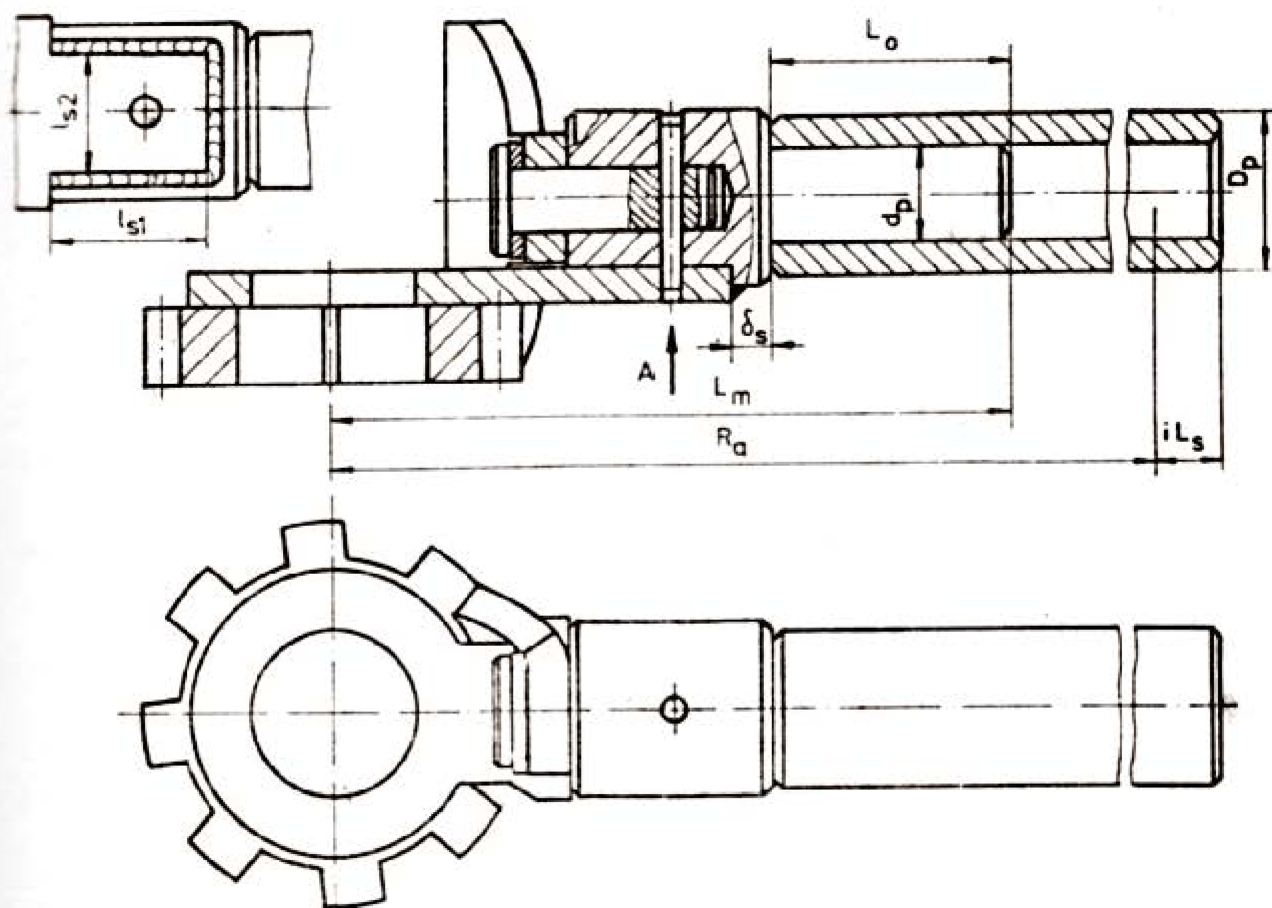



Fig. 4.5 - Dispozitiv de acţionare cu clichet vertical

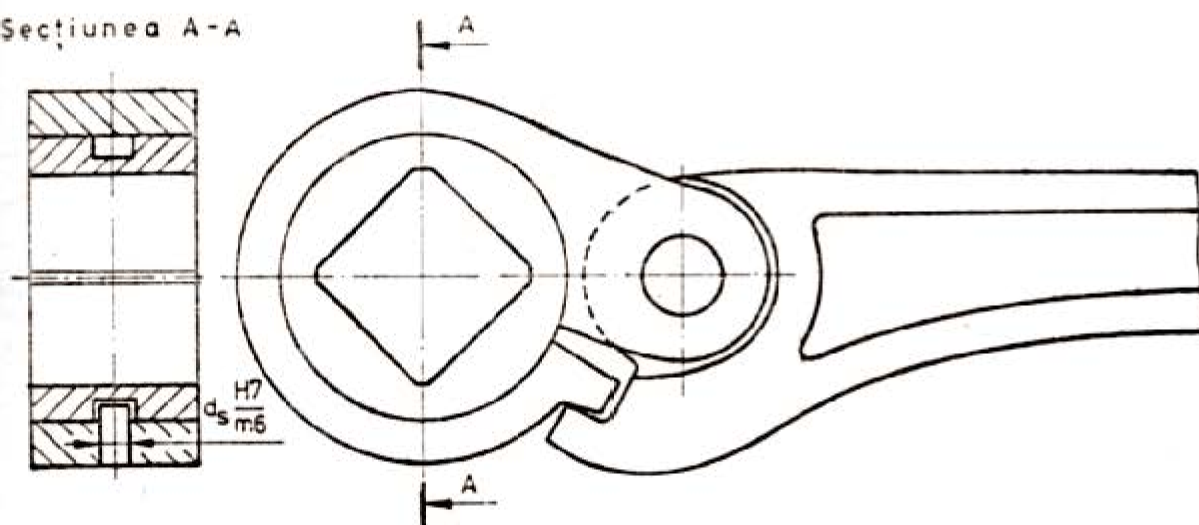



Fig. 4.6 - Dispozitiv de acţionare cu element elastic

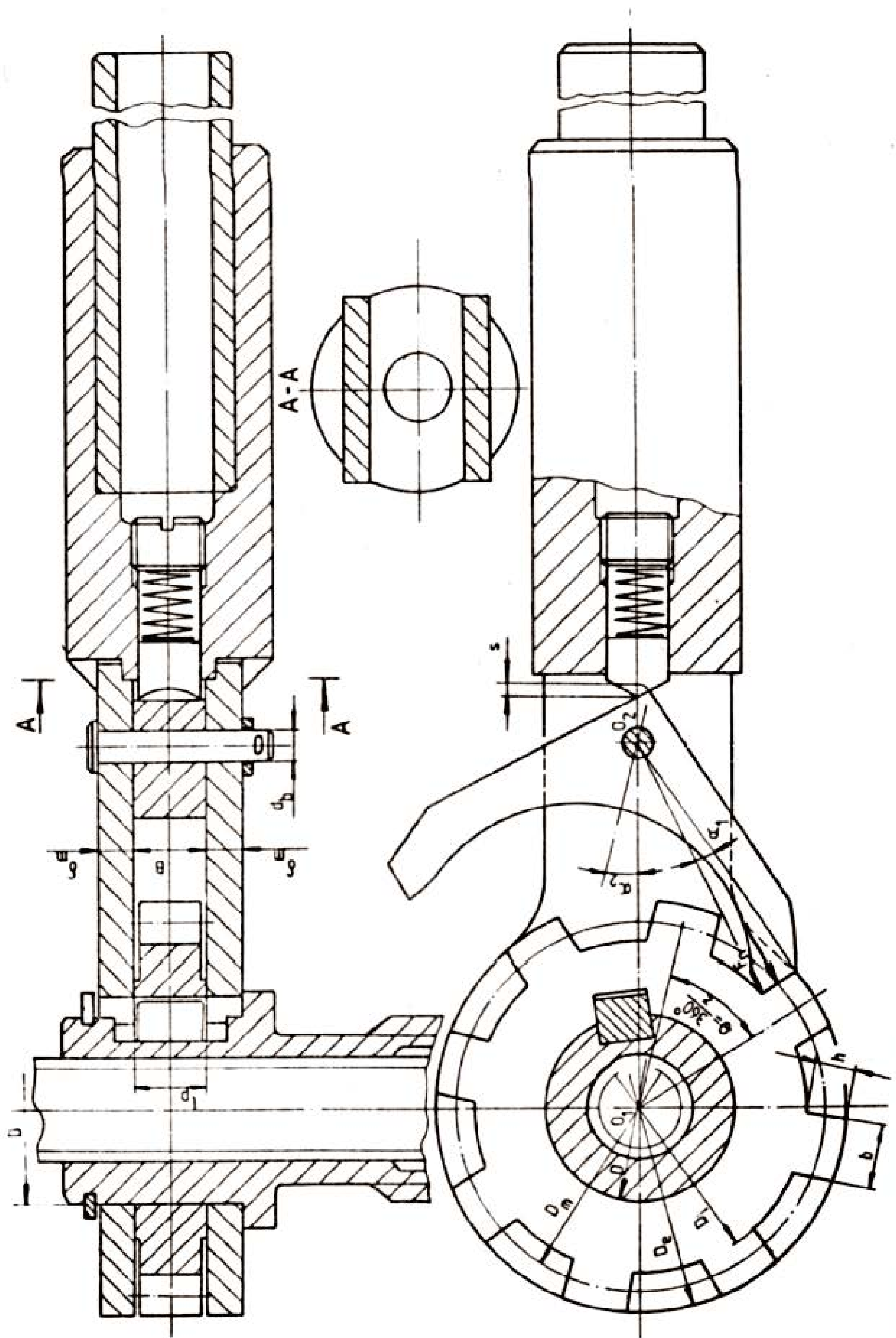



Fig. 4.7

4.2.1.1.b. **Proiectarea asamblarii dintre roata de clichet și elementul pe care se montează**

➢ Se alege tipul asamblării. Mai frecvent folosite sînt asamblările cu pană paralelă și prin profile poligonale. Se pot imagina și alte soluții.

➢ Se proiectează asamblarea.

*Asamblarea cu pană paralelă (fig. 4.2 și 4.7)*

➢ Se stabilește diametrul $D$ la care are loc asamblarea. Dacă roata de clichet este montată pe șurubul principal $D$ poate fi egal cu $D_c$ precizat la proiectarea celui de-al doilea reazem al acestuia; pentru roata de clichet montată pe șurubul secundar $D=d'$ ($d'$ - diametrul exterior al filetului exterior al șurubului secundar).

Este oportun ca în acest moment să se facă și o verificare a solicitărilor șurubului în zona canalului de pană (vezi diagramele de eforturi !)

➢ În funcție de diametrul D, se aleg din standard (Anexa A5) dimensiunile, în secțiune transversală, ale penei și ale canalelor.

➢ Se determină, din *solicitarea de contact*, lungimea de calcul necesară penei:

$$l_{cp} = \frac{4\ M_{tot}}{h\ D\ \sigma_{as}} \tag{4.6}$$

unde: $h$ - înălțimea penei;

$\sigma_{as}$ - 80 ÷ 120 MPa pentru oțel/oțel sau fontă.

➢ Se estimează lățimea minimă necesară pentru roata de clichet, în zona de asamblare cu șurubul sau piulița:

$$B_{min} \approx l_{cp} \tag{4.7}$$

Relația (4.7) are în vedere o pană forma B (fig. 4.7)sau, dacă se poate, forma A (C) cu capetele rotunde. Soluția din fig. 4.2 (pană forma A) se poate folosi atunci cînd gabaritul axial nu rezultă prea mare. În acest caz $B_{min} = l_p = l_{cp} + b$.

➢ În funcție de forma penei se determină lungimea $l_p$. Pentru pană forma A, $l_p = l_{cp} + b$. Dacă pana este de tipul C avem: $B_{min} = l_p = l_{cp} + b/2$

*Asamblare pe profil poligonal (fig. 4.3, 4.4, 4.5, 4.6 și 4.8)*

➢ Se aleg: tipul profilului și dimensiunile în secțiune transversală. Se folosesc, de regulă, profilul pătrat și cel hexagonal. Pentru acționări prin șurubul secundar este de preferat profilul hexagonal.

Diametrul $d_i$ al cercului înscris în profil (fig. 4.8) va trebui să asigure rezistența secțiunii respective. La cricuri, pentru acționări prin șurubul principal, trebuie avută în vedere și posibilitatea montării pîrghiei cu clichet peste capul șurubului (fără cupă). Deci în acest caz $d_{i\,min} = D_c$. Pentru cricurile telescopice cu acționare prin șurubul secundar se recomandă $d_{i\,min} \approx d_3'$ ($d_3'$ - diametrul interior al filetului exterior, al șurubului secundar).

La acționarea prin șurub a preselor, profilul pătrat sau hexagonal se poate înscrie într-un cerc cu diametrul $d_e = d$. Dacă semifabricatul care se folosește este hexagonal, atunci $d = d_i$.

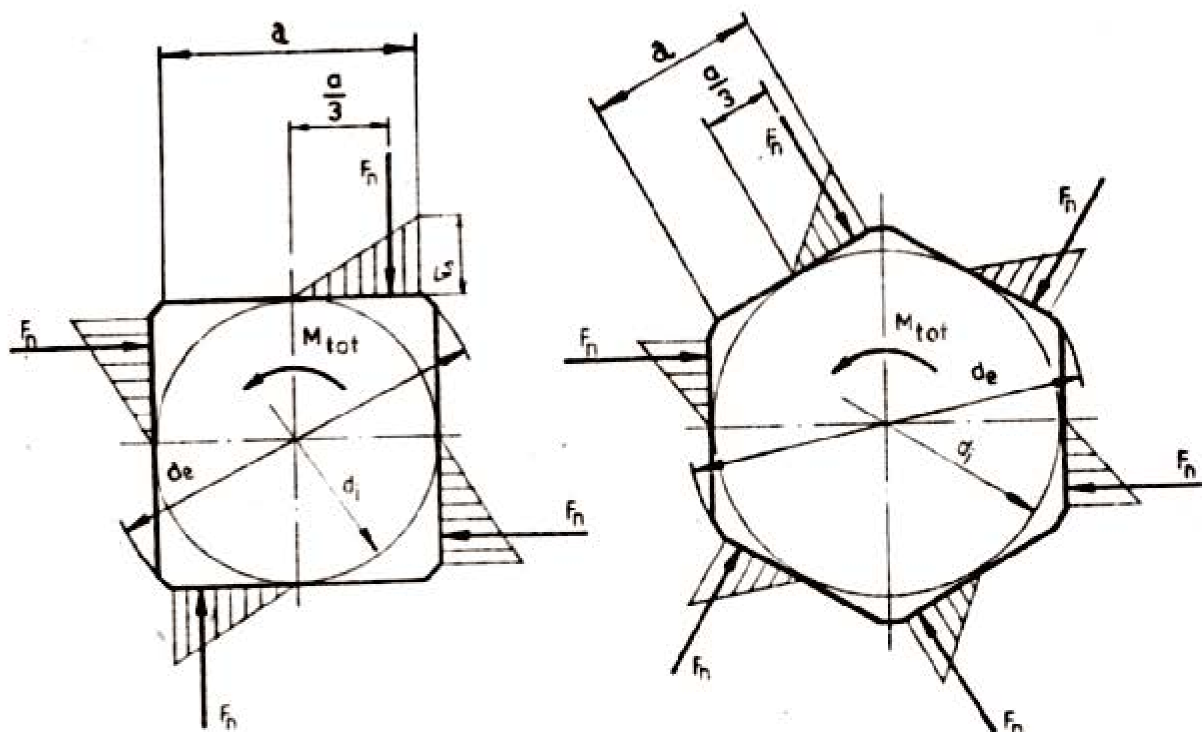



Fig. 4.8

» Se stabilește latura profilului:

$a = d_i$, pentru profilul pătrat;

$a = d_i\ tg30°$ sau $a = 0,5\ d_e$, pentru profilul hexagonal.

» Se determină, din *solicitarea de contact*, lățimea minimă necesară - $B_{min}$. Se folosesc schemele de calcul acoperitor din fig. 4.8. Astfel:

$$F_n = \frac{M_{tot}}{n\cdot\frac{a}{3}}; \qquad \sigma_s = \frac{F_n}{\frac{1}{2}\cdot\frac{a}{2}\cdot B}$$

de unde rezultă:

$$B_{min\ nec} = \frac{F_n}{\frac{1}{2}\ \frac{a}{2}\ \sigma_{as}} = \frac{12\cdot M_{tot}}{n\cdot a^2\cdot\sigma_{as}} \tag{4.8}$$

unde: $n$ - numărul de laturi;

$\sigma_{as}$ = 80 ÷ 120 MPa.

4.2.1.2.b. Precizarea elementelor roții în zona de contact clichet-roată de clichet

» Se alege profilul dinților. Se pot folosi profile dreptunghiulare sau triunghiulare (ferăstrău). Se recomandă profilul dreptunghiular cu dinții avînd flancuri paralele.

• **Dinţii cu profil triunghiular** (fig. 4.4) permit antrenarea într-un singur sens. Pentru schimbarea sensului de rotaţie, întregul dispozitiv trebuie scos de pe capul şurubului, rotit cu 180° şi apoi reintrodus pe şurub.

• Profilul dreptunghiular permite o inversare mai rapidă a sensului de rotaţie prin mutarea clichetului în poziţia simetrică. Împingătorul cu arc, al clichetului orizontal şi forma simetrică a clichetului vertical, fac posibil acest lucru.

› Se stabilesc numărul de dinţi şi dimensiunile acestora

În cele ce urmează se prezintă în detaliu determinarea dimensiunilor dinţilor dreptunghiulari cu flancuri paralele (fig. 4.7). În mod similar se pot proiecta şi alte forme de danturi.

› Se alege diametrul interior al danturii $D_i$. Acesta va trebui să fie suficient de mare pentru a cuprinde asamblarea roată-şurub şi pentru a asigura rezistenţa corpului roţii. Se recomandă:

$D_{i\,min} = 1,5 \cdot D$, pentru asamblările cu pană şi

$D_i \geq d_e + (10 \div 15)\,mm$, pentru asamblările pe profile poligonale.

› Se alege $z$ - numărul de dinţi ai roţii. Se recomandă $z = 8$ dinţi pentru $D_m < 70\,mm$ iar pentru $D_m > 70\,mm$, se poate lua $z=10$. Diametrul mediu al danturii roţii, $D_m$, nu se cunoaşte încă; dacă este nevoie, se revine asupra primei alegeri făcute.

› Se calculează diametrul exterior, $D_e$, în ipoteza unor dinţi cu înălţimea $h = 0,25\,p_e$ -unde $p_e$ este pasul pe cercul exterior:

$$D_e = D_i + 2 \cdot h = D_i + 2 \cdot 0,25 \cdot p_e = D_i + 0,5 \cdot \frac{\pi \cdot D_e}{z}$$

Rezultă:

$$D_e = \frac{D_i}{1 - 0,5\,\frac{\pi}{z}}$$

$D_e$ astfel calculat se rotunjeşte la mm întregi. Se calculează apoi diametrul mediu, $D_m = (D_e + D_i) / 2$ şi se revede opţiunea iniţială privind $z$.

› Se calculează înălţimea - $h$ şi lăţimea - $b = 0,4\,p_e$ în funcţie de valorile finale ale diametrelor $D_i$, $D_e$ şi $z$ :

$$h = \frac{D_e - D_i}{2}\,; \qquad b = 0,4 \cdot p_e = 0,4\,\frac{\pi \cdot D_e}{z}$$

**Observaţie:** Dacă $D_i$ estimat anterior nu depăşeşte 112 mm se poate încerca utilizarea unor profile dreptunghiulare standardizate pentru arbori canelaţi, seria mijlocie sau grea (STAS 1769-68 şi 1770-68). În acest caz, toate dimensiunile în secţiune transversală($D_i$, $D_e$, $z$) se adoptă din standard.

› Se determină lăţimea minimă necesară roţii de clichet la contactul cu clichetul. Solicitările sînt: *încovoiere şi strivire* (*solicitarea de contact*). Se neglijează *forfecarea*.

▸ Din solicitarea de *încovoiere*, în ipoteza acoperitoare că forța s-ar aplica la capul dintelui, rezultă:

$$W_{min} = \frac{B\,b^2}{6} = \frac{M_i}{\sigma_{ai}} = \frac{F_{ne}\,h}{\sigma_{ai}}$$

şi

$$B_{min} = \frac{6\,F_{ne}\,h}{b^2\,\sigma_{ai}} \qquad (4.9)$$

unde $F_{ne} = \dfrac{2\,M_{tot}}{D_e}$.

▸ Din solicitarea de *strivire* rezultă:

$$A_{nec} = h'\,B = \frac{F_n}{\sigma_{as}}$$

$$B_{min} = \frac{F_n}{h'\,\sigma_{as}} \qquad (4.10)$$

unde: $F_n = \dfrac{2\,M_{tot}}{D_m}$; $D_m = \dfrac{D_e + D_i}{2}$;

$h'$ - reprezintă înălţimea efectivă de contact (se scad raze de racordare, teşituri); dintele roţii de clichet trebuie să fie teşit la cap, pentru a nu "agăţa" clichetul în cursa pasivă;

$\sigma_{as}$ - 80÷120 MPa; pentru oţel/oţel sau fontă.

#### 4.2.1.3.b. Proiectarea asamblării dintre clichet şi manivelă (fig. 4.3 şi 4.8)

Asamblarea dintre clichet şi manivelă se realizează printr-o articulaţie, cu ajutorul unui bolţ cilindric cu cap (Anexa A4).

Solicitările în zona asamblării clichet-bolţ sînt: *forfecarea* (2 secţiuni) şi *strivirea*.

Materialul bolţului poate fi: OL50, OL60 sau OLC45.

▸ Diametrul bolţului, $d_{bl}$, se determină din solicitarea de *forfecare*:

$$A_{nec} = \frac{F_n}{\tau_{af}} = 2\,\frac{\pi\,d_b^2}{4}; \qquad F_n = \frac{2\,M_{tot}}{D_m}; \qquad \tau_{af} \approx 0,65\,\sigma_{at}$$

Rezultă $d_{b\,min}$. Se alege un diametru standardizat : $d_b \geq d_{b\,min}$.

▸ Lungimea minimă de contact dintre bolţ şi clichet - $B$, se determină din solicitarea de *strivire*:

$$\sigma_s = \frac{F_n}{d_b\,B};$$

Rezultă:

$$B_{min} = \frac{F_n}{\sigma_{as}\, d_b} \tag{4.11}$$

unde:

$$\sigma_{as} = 20 \div 40\ MPa$$

➤ <u>Lungimea minimă de contact dintre bolț și manivelă, $\delta_m$</u>, se determină din solicitarea de *strivire*. Manivela se confecționează din oțel.

$$\sigma_s = \frac{F_n}{2\,\delta_m\, d_b} \quad \rightarrow \quad \delta_m = \frac{F_n}{2\, d_b\, \sigma_{as}} \tag{4.12}$$

În ipoteza unui contact mobil (ipoteză acoperitoare) - $\sigma_{as} = 20 \div 40\ MPa$.

Dacă $\delta_m$ astfel obținut nu convine (este prea mare) se poate mări $d_b$. Cu noua valoare se recalculează $B_{min}$ (4.11) și $\delta_m$ (4.12).

Dacă $\delta_m$ s-a ales constructiv, se face o verificare la *strivire*.

#### 4.2.1.4.b. <u>Definitivarea constructivă a roții de clichet și a clichetului</u>

➤ Se reprezintă grafic (la scară) în secțiune transversală, elementele deja precizate. Se recomandă următoarea ordine de lucru (fig. 4.7):

➤ Se reprezintă asamblarea dintre roata de clichet și șurub sau piuliță.

➤ Se trasează, cu linie subțire, cercurile de diametre $D_i$, $D_e$ și $D_m$.

➤ Se alege poziția centrului de oscilație al clichetului, $O_2$, la o distanță $O_1O_2 = (0,8 \div 1)D_m$.

➤ Din $O_2$ se duce o tangentă la $D_m$; se trasează și raza corespunzătoare.

➤ Cu această rază drept axă de simetrie se construiește dintele corespunzător; se mai reprezintă și dintele din fața lui (pasul unghiular $\theta = \frac{2\pi}{z}$ ).

➤ Se măsoară sau se calculează unghiul $\alpha_1$.

➤ În poziția de lucru (cursa activă), axa clichetului trebuie să fie rotită cu un unghi $\alpha_2 > \alpha_1$, pentru ca în cursa pasivă clichetul să nu basculeze ("să nu se dea peste cap") în cealaltă poziție de lucru. Se va alege $\alpha_2 = \alpha_1 + (3 \div 5)^o$. Se reprezintă axa clichetului.

➤ Se reprezintă bolțul de diametru $d_b$.

➤ Se construiește forma clichetului. Se caută o formă tehnologică și cu solicitări de *încovoiere* cît se poate de mici. Dacă este nevoie, se modifică puțin poziția centrului $O_2$ și se reia lucrul.

➤ Se precizează lățimea $B$ a dinților roții și a clichetului. Dacă, din motive tehnologice, se dorește aceeași lățime aceasta va trebui să fie cea mai mare valoare

calculată cu relațiile (4.7) (sau (4.8)), (4.9), (4.10) și (4.11). Se pot concepe și soluții cu lățimi diferite, conform cu valorile anterior calculate.

➤ Se verifică solicitările clichetului. Vîrful (capul) clichetului este solicitat la *încovoiere și forfecare* iar corpul la *compresiune și încovoiere*. Dacă nu rezistă, se încearcă o ajustare a formei, se schimbă materialul și abia în ultimul rînd se recurge la mărirea lățimii *B* anterior precizată.

4.2.2.b. Proiectarea împingătorului cu arc

♦ Rol funcțional: Împingătorul cu arc are rolul de a asigura refacerea rapidă și sigură a contactului dintre clichet și dinții roții.

• Cerințe de îndeplinit: Arcul împingătorului trebuie să fie relativ "moale" (cu rigiditate mică) pentru a nu împiedica oscilațiile clichetului în cursa pasivă, atunci cînd el trebuie să treacă peste dinții roții. Altfel, în cursa pasivă clichetul ar antrena roata și ar produce deșurubarea. Rigiditatea arcului trebuie să fie mică și pentru a putea fi comutat, prin simpla apăsare cu degetul, pe poziția corespunzătoare deșurubării.

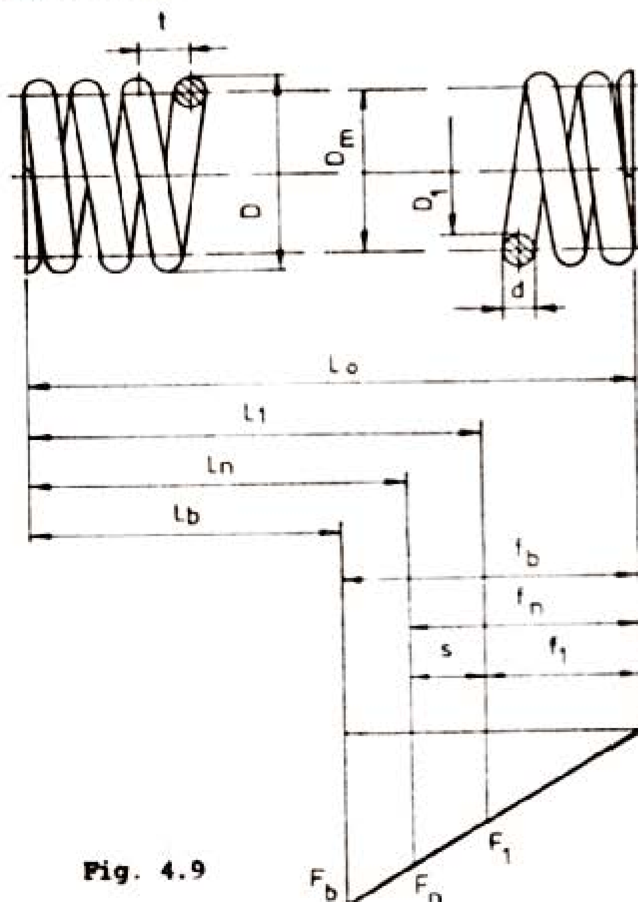



Fig. 4.9

Vor trebui determinate:

- $d$ -diametrul sîrmei (standardizat),
- $D_m$ - diametrul mediu de înfășurare,
- $n$ - numărul de spire,
- $F_o$ - forța de prestrîngere,
- $f_o$ - săgeata la montaj,
- forma și dimensiunile împingătorului și
- un sistem de reglare a forței din arc.

Anexa A10 prezintă dimensiunile și rigiditatea cîtorva arcuri elicoidale de compresiune standardizate. Dacă în această anexă se găsește un arc cu gabarit și rigiditate corespunzătoare problema este rezolvată. Dacă nu, se proiectează arcul. Se pot parcurge următorii pași de lucru:

➤ Prin desen se stabilește unghiul la vîrf al împingătorului, conform formei clichetului. Pe desen se determină cursa, s, a împingătorului (săgeata arcului în funcționare) atunci cînd clichetul este basculat pe poziția pentru deșurubare.

➤ Se impune săgeata la montaj:

$$f_1 = 2 \div 3\,mm\ .$$

Rezultă deformația maximă în funcționare:

$$f_n = f_1 + s \qquad (4.13)$$

➤ Se impune forța maximă în funcționare:

$$F_n = 10\ N \qquad (4.14)$$

➤ Se alege materialul arcului (un oțel pentru arcuri, Anexa A2). Exemplu: OLC55A, 56Si17A STAS 795-80.

➤ Se calculează rigiditatea arcului care ar funcţiona în aceste condiţii:

$$c = \frac{F_n}{f_n} = \frac{G\,d^4}{8\,D_m^3\,n} \tag{4.15}$$

unde $G$ - modulul de elasticitate transversal;(pentru oţel $G = 8,5 \cdot 10^4$ *MPa*.
Această rigiditate dorită trebuie obţinută prin alegerea corespunzătoare a mărimilor: $D_m$, $d$, $n$. Aceste mărimi vor trebuie să satisfacă următoarele *cerinţe*:

- $D_m < B$; $B$ - lăţimea clichetului;
- $i = D_m/d = (4 \div 16)$; $i$ - indicele arcului; **(4.16)**
- tensiunile din arc $\tau_t \le \tau_{at}$;
- $n$ - nu prea mare din motive de gabarit.

În continuare se poate încerca următorul mod de lucru:

➤ Se estimează $D_m$; $D_m < B$.

➤ Se alege $i$ (de exemplu: $i = 10$).

➤ Se calculează $d = \dfrac{D_m}{i}$; se standardizează, STAS 893-72 sîrma pentru arcuri (Anexa A2).

➤ Se recalculează $D_m$ pentru $d$ standardizat.

➤ Se determină numărul de spire active, $n$, din relaţia (4.15):

$$n = \frac{G\,d^4}{8\,D_m^3\,c} \tag{4.17}$$

$n$ - se rotunjeşte la număr întreg.
Se consideră acceptabil $n = 2 \div 8$ spire. Dacă $n$ este prea mic sau prea mare, se revine asupra alegerii lui $D_m$ şi $i$, iar dacă este cazul, asupra valorilor $f_1$, $S$, $F_n$.

➤ Se recalculează rigiditatea arcului relaţia (4.15) cu valorile finale $d$, $D_m$, $n$.

➤ Se recalculează $F_n$; $F_n = c \cdot f_n$.

➤ Se verifică tensiunile din arc corespunzătoare săgeţii maxime:

$$\tau_t = \frac{8\,K\,F_n\,D_m}{\pi\,d^3}\;; \qquad K = 1 + \frac{1,6}{i}$$

Pentru oţelurile recomandate $\tau_{at} \approx 900$ *MPa* (STAS 893-80). Dacă nu rezistă, se reia calculul pînă cînd toate condiţiile sînt îndeplinite.

În continuare se calculează:

➤ Forţa de prestrîngere la montaj: $F_1 = c \cdot f_1$.

➤ Numărul total de spire: $n_t = n + n_r$, unde $n_r$ - numărul spirelor de reazem: $n_r = 1,5 \div 2$ pentru arc cu capete închise prelucrate.

▸ Pasul arcului: $t = d + \frac{f_n}{n} + j$ unde $j = 0,1\,d$, jocul dintre spire în stare încărcată.

▸ Înălţimea arcului în stare liberă:

$$H_o = t \cdot n + (n_t - 0,5)d$$

▸ Înălţimea arcului în stare montată:

$$H_n = H_o - f_1$$

▸ Diametrul exterior al arcului:

$$D_1 = D_m + d$$

▸ Unghiul de înclinare a spirelor:

$$\alpha_o = arctg \frac{t}{\pi D_m}$$

▸ Lungimea sirmei:

$$l = \frac{\pi D_m n_t}{\cos\alpha_o}$$

După precizarea definitivă a dimensiunilor arcului se reprezintă la scară (în amîndouă proiecţiile) arcul, împingătorul şi elementul filetat care face posibilă reglarea forţei din arc. Împingătorul poate avea o formă cilindrică cu teşituri pe două laturi. Ajustajul dintre împingător şi manivelă trebuie să fie cu joc (el se va unge).

#### 4.2.3.b. Proiectarea manivelei

Manivela susţine roata de clichet, clichetul, bolţul şi împingătorul cu arc.
Forma şi dimensiunile manivelei sînt determinate de condiţiile tehnologice (execuţie şi montaj) şi de solicitările mecanice care apar.

▸ Se determină raza, $R_a$, la care trebuie aplicată forţa muncitorului (vezi fig. 4.1):

$$R_a = \frac{M_{tot}}{F_m}; \qquad F_m = (100\text{-}150)\ N \qquad (vezi\ 3.2\ a)$$

▸ Se stabilesc constructiv, pe desen, celelalte dimensiuni. Se justifică acest mod de lucru întrucît un mare număr de cote sînt impuse de dimensiunile elementelor deja proiectate.

Manivela poate fi dintr-o singură bucată sau cu un prelungitor montat într-un alezaj cilindric ($d_p$ - fig. 4.3).

Corpul manivelei poate fi dintr-o bucată sau din mai multe elemente asamblate. Varianta dintr-o bucată nu este tehnologică. Se prelucrează greu suprafeţele interioare de rezemare pentru roată şi clichet. Astfel pare mai raţional ca manivela să se construiască din două plăci plane (între care se plasează roata şi clichetul) asamblate cu corpul prin sudură (fig. 4.7), nituri sau şuruburi.

▸ Se stabilesc materialele elementelor componente.

După definitivarea constructivă, prin desen, se face verificarea solicitărilor mecanice în secțiunile periculoase.

» Dacă diametrul prelungitorului, $d_p$, a fost precizat constructiv, el trebuie verificat la *încovoiere* în secțiunea de încastrare în corpul manivelei:

$$\sigma_i = \frac{M_i}{W} ; \qquad M_i = F_m(R_a - L_m)$$

$L_m$ - din desen (Fig. 4.3)
Față de limita de curgere, se recomandă un coeficient de siguranță:
$c = \frac{\sigma_c}{\sigma_i} > c_a = 2 \div 3$. Dacă $c < c_a$ se schimbă materialul sau se mărește $d_p$.

» Construcția manivelei propriu-zise evidențiază, de regulă, două secțiuni periculoase (A-A și B-B, fig. 4.7). Se verifică la *încovoiere* și aceste secțiuni periculoase.

» În varianta construcției corpului manivelei din mai multe elemente asamblate, este necesară și verificarea acestei asamblări. Ea trebuie să transmită un moment. În calcule acest moment se va înlocui printr-un cuplu de forțe cu efect echivalent. Cu aceste forțe se verifică îmbinarea propriu-zisă (sudată, nituită sau cu șuruburi) [12].

# 5. PROIECTAREA SISTEMULUI DE PRELUARE-TRANSMITERE A FORŢEI DE CĂTRE PIULIŢĂ

În marea majoritate a sistemelor care fac obiectul îndrumarului, piuliţa este plasată în fluxul de forţă între şurub şi corpul ansamblului. Astfel, piuliţa preia sarcina de la şurub, prin intermediul spirelor filetelor, şi o transmite corpului ansamblului. Este posibilă şi situaţia inversă cînd sarcina este preluată de piuliţă şi transmisă apoi şurubului (ex. menghinele, cricul auto etc.).

Cupla şurub-piuliţă a fost proiectată. În continuare trebuie proiectat corpul piuliţei şi cel de-al doilea reazem. Acest al doilea reazem este de cele mai multe ori un reazem fix, dar poate fi şi cu mişcare relativă - deci lagăr axial - atunci cînd piuliţa este rotitoare.

În continuare se prezintă un mod posibil de abordare pentru cîteva din soluţiile mai frecvent întîlnite.

**Observaţie:** *Piuliţa, ca element distinct, poate lipsi din structura unor dispozitive simple. Funcţia piuliţei este preluată de "corp", care conţine filetul interior. Din motive didactice se recomandă proiectarea unor sisteme cu piuliţă distinctă.*

## a. PIULIŢĂ REZEMATĂ FIX

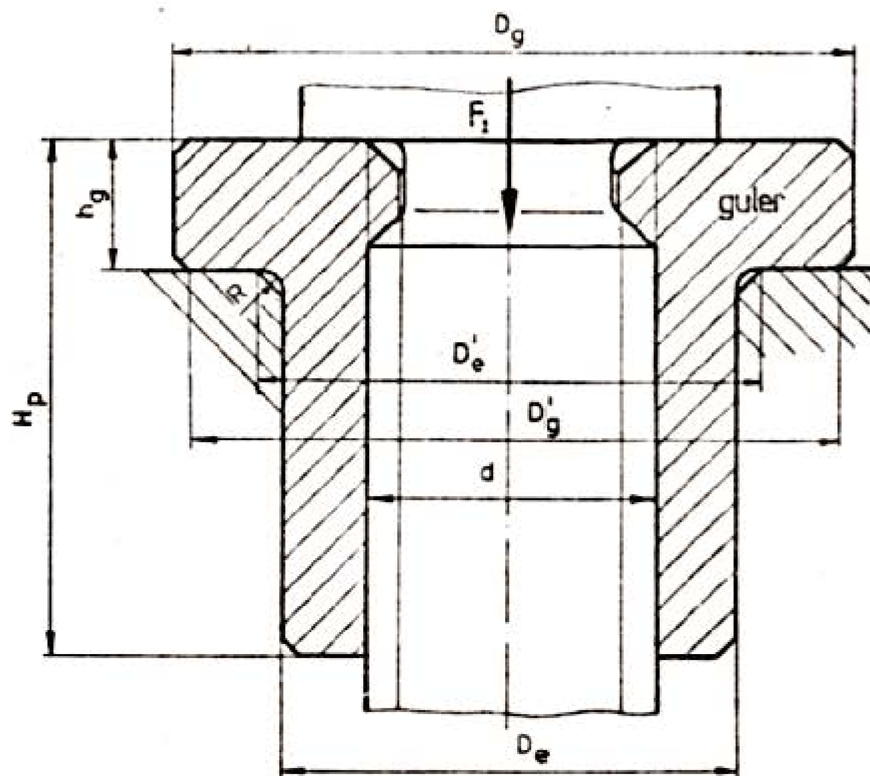



Fig. 5.1

**Fig. 5.1 prezintă forma uzuală a unei piuliţe nerotitoare. Această piuliţă are un guler care va fi astfel plasat, încît să realizeze transmiterea prin formă a forţei la elementul pe care se face rezemarea asigurînd astfel şi o mai bună repartiţie a sarcinii**

pe spire față de varianta fără guler [12].

În această fază a proiectării se cunosc $d$ și $H_p$. Trebuie determinate: $D_e, D_g$ și $h_g$.

## 5.1.a PRECIZAREA SOLICITĂRILOR

• Corpul piuliței este solicitat la *tracțiune* ($F_2 = F_1 = F$) *și răsucire* ($M_{12} = M_{21}$), conform diagramelor de eforturi (§ 2.1.1). Din această solicitare se va determina diametrul exterior al corpului, $D_e$.

• Suprafața inelară de contact pe care se face rezemarea este solicitată la *strivire*. Din această solicitare se poate determina diametrul gulerului, $D_g(D_g')$.

• Gulerul piuliței este solicitat la *încovoiere* (*și forfecare*). Pe baza acestei solicitări se poate determina înălțimea gulerului, $h_g$.

**Observație:** Dimensiunile necunoscute ale piuliței se pot preciza și constructiv - prin desen. În acest caz se vor face verificări ale solicitărilor corespunzătoare.

## 5.2.a DIMENSIONAREA PIULIȚEI (Variantă)

» $D_e$ - se poate determina dintr-o predimensionare la *tracțiune* cu o forță de calcul $F_c = \gamma \cdot F$ ($\gamma \approx 1,3$), majorată pentru a considera și efectul *răsucirii*:

$$A_{min} = \frac{\pi}{4}(D_e^2 - D_4^2) = \frac{F_c}{\sigma_{at}} \quad \text{Rezultă:}$$

$$D_{e\,min} = \sqrt{\frac{4\gamma F}{\pi \sigma_{at}} + D_4^2} \qquad (5.1)$$

unde: - $D_4$ - diametrul exterior al filetului interior. Pentru filetul ferăstrău $D_4 = D$.

- pentru fontă sau bronz $\sigma_{at} = \dfrac{\sigma_r}{c_r}$; $c_r = 5 \div 6$.

Pentru mai multă siguranță această predimensionare poate fi urmată de o verificare la *solicitare compusă*: *tracțiune și răsucire*.

» $D_g$ - se poate dimensiona pe baza solicitării de *contact* dintre piuliță și corp:

$$A_{min} = \frac{\pi}{4}(D_g'^2 - D_e'^2) = \frac{F}{\sigma_{as}}$$

Rezultă $D'_{g\,min}$ și corespunzător $D_g$:

$$D'_{g\,min} = \sqrt{D_e'^2 + \frac{4F}{\pi \sigma_{as}}} \qquad (5.2)$$

unde: - $D_e'$, $D_g'$ - sînt valorile corectate ale diametrelor, pentru considerarea prezenței teșiturilor;

- $\sigma_{as} = 80 \div 120$ MPa pentru contact fix fontă/fontă sau oțel/fontă.

» $h_g$ - se poate dimensiona din solicitarea de *încovoiere* a gulerului piuliței (Se neglijează *forfecarea*). Utilizînd un model fizic similar celui de la studiul

solicitărilor spirei filetului se poate scrie:

$$W_{min} = \frac{\pi D_e h_g^2}{6} = \frac{F \cdot \frac{D_g - D_e}{4}}{\sigma_{ai}} \tag{5.3}$$

Rezultă $h_{g\,min}$. Pentru fontă sau bronz se poate lucra cu $\sigma_{ai} = \frac{\sigma_r}{c_r}$, $c_r \approx 5$.

*Observații:*

*1) Dimensiunile calculate mai sus constituie valorile minime necesare din punct de vedere al solicitărilor mecanice, pentru care au și fost notate $D_{e\,min}$, $D_{g\,min}$ și $h_{g\,min}$. La nevoie, ele se pot mări atît cît este necesar.*

*2) O altă variantă de lucru era de a adopta constructiv mărimile $D_g$ și $h_g$ și de a le verifica la solicitările de mai sus. De exemplu:*

$$D_g = (1,3 \div 1,5) D_e \; ; \qquad h_g = (0,2 \div 0,25) H_p \tag{5.4}$$

## 5.3.a PPROIECTAREA SISTEMULUI DE BLOCARE A PIULIȚEI

În sistemele cu piuliță nerotitoare, acționarea se face prin șurub care execută o mișcare de rotație. Momentul de înșurubare $M_{12}$ tinde să rotească piulița. Tendinței de rotire i se opune frecarea dintre piuliță și corp. Dacă această frecare nu este suficientă se pot folosi și sisteme de blocare prin formă. În sinteză - se pot întîlni următoarele situații:

- Ajustaj intermediar H7/j6 sau H7/k6 între piuliță și corp.

În acest caz, în mod acoperitor, se va considera numai frecarea pe gulerul piuliței. Se estimează momentul de frecare între piuliță și corp:

$$M_f = \mu \cdot F \cdot R_o \tag{5.5}$$

unde: - $R_o = \frac{1}{3} \frac{D_g'^3 - D_e'^3}{D_g'^2 - D_e'^2}$ (raza de frecare);

- $\mu = 0.08 \div 0,1$ (valori acoperitoare).

Dacă $M_f < M_{12}$ nu se produce blocarea piuliței prin frecare și este necesar un sistem suplimentar de asigurare prin formă. Fig. 5.2 prezintă cîteva soluții posibile. Elementul de asigurare - știft sau șurub - se va verifica pentru solicitările produse de diferența $(M_{12} - M_f)$. Uneori sistemul de blocare poate impune mărirea dimensiunilor $D_e$, $D_g$.

**Observație:** *De cele mai multe ori sistemul de blocare prin formă se folosește chiar și atunci cînd, teoretic, frecarea este suficientă pentru a împiedica rotirea.*

- Ajustaj cu strîngere între piuliță și corp.

Această soluție trebuie să realizeze blocarea prin frecare a piuliței. Deși foarte simplă constructiv ea prezintă dezavantajul că la strîngeri mari ale unor piulițe elastice, deformațiile interiorului piuliței, deci ale filetului interior, sînt atît de mari încît anulează jocul dintre spire și împiedică mișcarea relativă șurub-piuliță. Ideal ar fi ca filetarea să se realizeze după presarea piuliței în corp. Această situație nu este întotdeauna posibilă și pune problema fixării piuliței în corp în

timpul filetării, fixare ce presupune probabil o asigurare prin formă. Cum momentul de preluat ($M_{12}-M_f$) nu este foarte mare în raport cu dimensiunile - rezultă că "asigurarea" prin formă (cu știfturi, șuruburi etc.) poate transmite singură momentul și deci nu se justifică o stringere mare. Dacă totuși se optează pentru un ajustaj cu stringere mare ($H7/s7$, $H7/u6$ etc.) se recomandă să se calculeze deformațiile filetului interior [12]. Toleranțele filetelor se vor corela apoi cu aceste deformații. Se atrage totodată atenția că solicitările determinate de ajustajul cu stringere se suprapun peste celelalte solicitări ale piuliței!

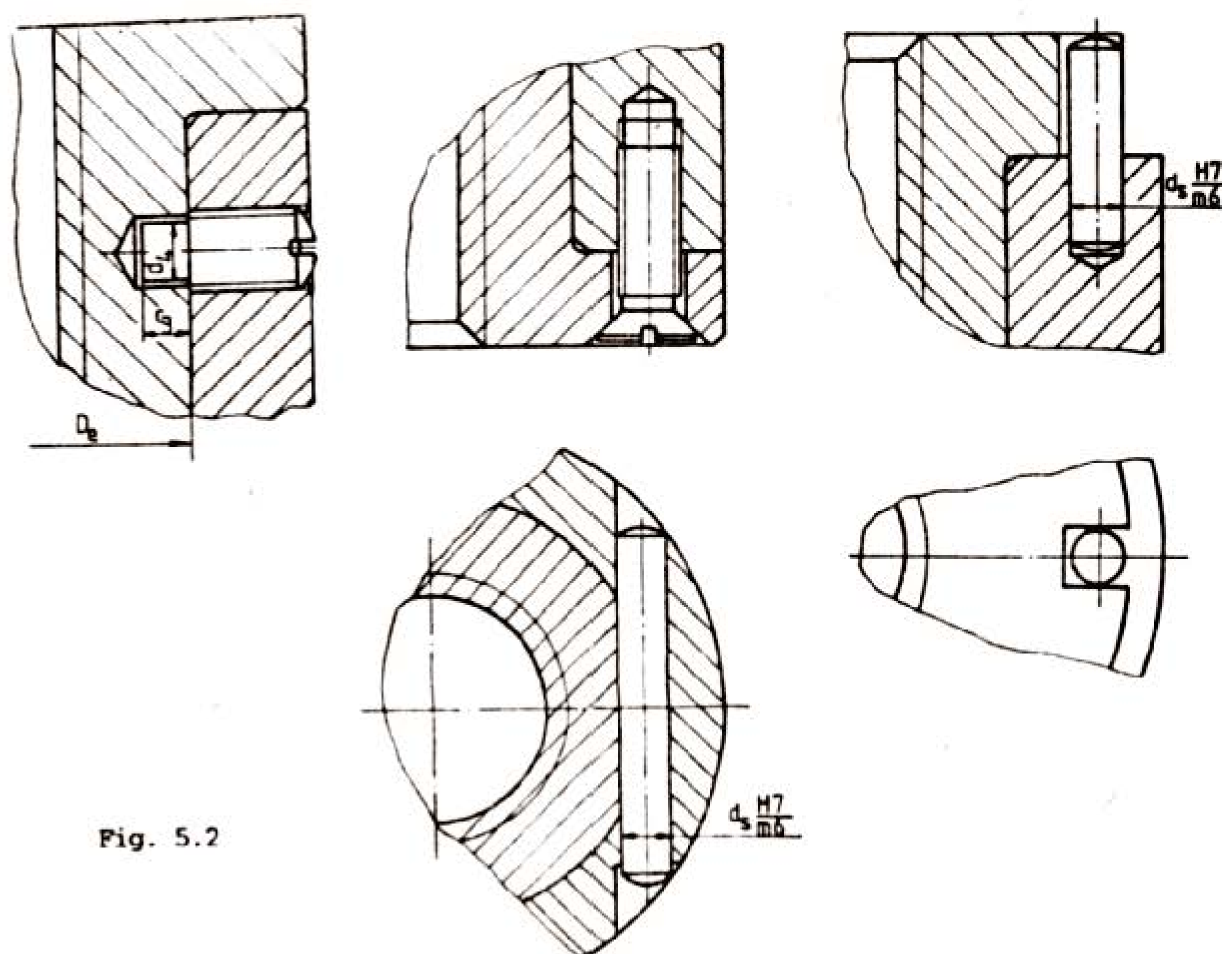



Fig. 5.2

## b. PIULIȚE ROTITOARE

Piulițe rotitoare se pot întîlni atît în construcția cricurilor cît și a preselor. Deși nu sînt diferențe mari în modul de abordare aceste piulițe se prezintă totuși distinct.

### b1. PIULIȚĂ ROTITOARE DE CRIC

Ca exemplu se prezintă piulița rotitoare (fig. 5.3) a cricului din fig. A12.3. Piulița preia sarcina de la șurub prin intermediul spirelor în contact. Cupla șurub-piuliță a fost proiectată astfel că se cunosc: înălțimea $H_p$ și dimensiunile celor două filete. Sarcina se transmite către corpul cricului printr-un rulment axial. La nevoie se poate folosi și un lagăr axial de alunecare (de exemplu, în cazul unor sarcini care se aplică prin șoc), caz în care randamentul ansamblului va fi mai mic decît în varianta cu rulment. La partea superioară se găsesc dinții de clichet care folosesc pentru acționarea piuliței prin intermediul unui mecanism cu clichet. Deci, în această soluție,

roata de clichet este integrată în corpul piuliței. Asigurarea piuliței în timpul transportului se face prin șurubul lateral.

### 5.1.b1 PRECIZAREA SOLICITĂRILOR

Corpul piuliței este solicitat la compresiune și răsucire conform diagramelor de eforturi din fig. 2.7.

Solicitările spirelor au fost considerate în proiectarea cuplei șurub-piuliță.

Dacă în locul rulmentului se folosește un lagăr axial de alunecare, solicitarea determinantă pentru dimensiunile suprafeței de reazem este *strivirea* ($\sigma_{as}$=20÷40 MPa, pentru fontă sau oțel/fontă antifricțiune sau oțel/bronz).

### 5.2.b1 DIMENSIONAREA PIULIȚEI

Se propune următorul mod de lucru: ➤ **Se caută un rulment axial (Anexa A6 sau [16]) care să îndeplinească simultan condițiile:**

- $C_o \geq F$ și
- $D_1 > d$,

unde: - $C_o$ este capacitatea statică de încărcare a rulmentului;

- $F=F_1=F_2$ este încărcarea
- $D_1$ - diametrul interior al rulmentului ($D_{1r}$ notat în fig. 5.3);
- $d$ - diametrul exterior al filetului.

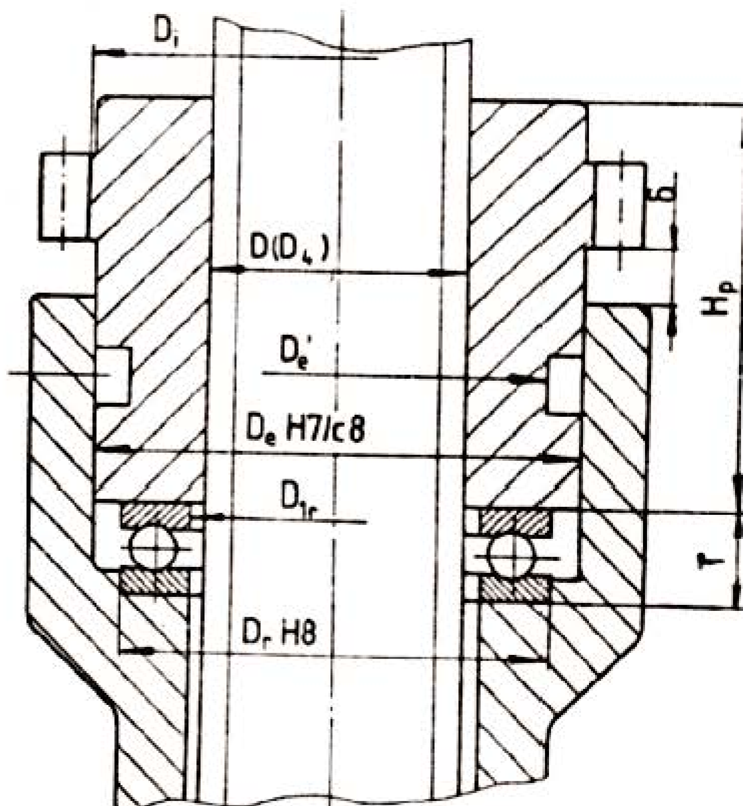



Fig. 5.3

➤ Se determină <u>diametrul exterior minim necesar</u> $-D_{e\,min}$ - prin *predimensionare la compresiune* cu o forță de calcul majorată pentru a considera și efectul *răsucirii* - relația (5.1) cu $\sigma_{ac}$ în loc de $\sigma_{at}$ - Se consideră acest calcul acoperitor și suficient. Situația reală a solicitării corpului piuliței, determinată de repartiția sarcinii pe spirele în contact și de poziția dinților de clichet nu se poate determina cu mijloacele obișnuite al calculelor de proiectare.

<u>Diametrul exterior $D_e$</u>, se alege mai mare decît diametrul exterior al rulmentului ($D_r$ în fig. 5.3) și decît $D_{e\,min}$ calculat anterior.

**Atenție la canalul pentru șurubul de fixare!** Pentru siguranță $D_e' \geq D_{e\,min}$. La montaj în acest canal se introduce unsoare.

➤ **Se estimează momentul de frecare în lagărul axial:**

▸ în cazul unui <u>rulment</u>:

$$M_f = M_{32} = \mu \cdot F \cdot \frac{D_m}{2} \tag{5.6}$$

unde: - $D_m = (D+d)/2$, (fig. A6.1, Anexa A6)
- $\mu = 0,008 \div 0,01$.

▸ în cazul unui <u>lagăr cu alunecare</u>:

$$M_f = M_{32} = \mu \cdot F \cdot R_0 \tag{5.7}$$

unde: $R_0$ - raza de frecare - vezi şi rel. (5.5) -
$(\mu \approx 0,15)$

<u>Definitivarea constructivă</u> a acestei piuliţe nu poate avea loc decît după proiectarea sistemului de acţionare ale cărui dimensiuni vor trebui adaptate la cele anterior determinate.

## b2. <u>PIULIŢĂ ROTITOARE DE PRESĂ</u>

Ca exemplu se prezintă piuliţa rotitoare (fig. 5.4) a presei din fig. A12.20 şi A12.21. Piuliţa primeşte sarcina de la şurub prin intermediul spirelor în contact. Cupla şurub-piuliţă a fost proiectată.

▸ Se determină $H_p$ - înălţimea filetului piuliţei

$$H_p = z \cdot p + f_2 \tag{5.8}$$

sau

$$H_p = z \cdot p + \Delta \tag{5.9}$$

unde: - $f_2$ - înălţimea degajării filetului şurubului.
- $\Delta$ - consideră teşiturile filetului piuliţei;

Termenul $f_2$ în relaţia (5.8) consideră situaţia contactului din poziţia limită superioară a şurubului. Dacă $H_p$ astfel calculat, <u>depăşeşte 10 spire</u>, se elimină termenul $f_2$ şi se păstrează doar 10 spire (se consideră că prin durata scurtă în timp, situaţia limită de mai sus nu este semnificativă pentru uzare).

Relaţia (5.9) are în vedere poziţia normală de funcţionare, cînd degajarea şurubului nu mai este în dreptul piuliţei.

Piuliţa rotitoare transmite sarcina către corp prin intermediul unui lagăr axial cu alunecare (fig. A12.20, Anexa A12) sau printr-un rulment axial (fig. 5.4 şi A13.21). Prin momentul de înşurubare $M_{21}$, piuliţa tinde să rotească şurubul, care execută mişcarea de translaţie. Blocarea se face prin frecare şi/sau prin formă.

Soluţia analizată (fig. 5.4) foloseşte ca sistem de siguranţă contra rotirii o asamblare cu pană paralelă. Pana alunecă într-un canal dintr-o flanşă asamblată cu şuruburi pe corpul presei.

### 5.1.b2 PRECIZAREA SOLICITĂRILOR ŞI A CELORLALTE CERINŢE DE ÎNDEPLINIT

Dimensiunile şi forma acestei piuliţe, relativ complexe, vor trebui să satisfacă următoarele <u>cerinţe</u>:

- asigurarea numărului minim de spire în contact cu şurubul (§ 2.1.6);

■ posibilitatea realizării cursei înscrise în tema proiectului. Pentru soluţia di fig. 5.4 cursa maximă este $H$.

■ siguranţa în funcţionare a lagărului axial (cel de-al doilea reazem) prin ca se transmite sarcina către corp;

■ rezistenţa la solicitări mecanice a corpului piuliţei;

■ dimensiunile suprafeţelor exterioare trebuie totodată să fie corelate c dimensiunile sistemului de acţionare (în fig. 5.4 - roată de manevră, STAS 2723-81) ş ale corpului presei.

■ o bună centrare şi un ajustaj cu joc în corpul presei (faţă de care, î funcţionare, există mişcare relativă).

▫ tehnologicitate.

▫ economicitate.

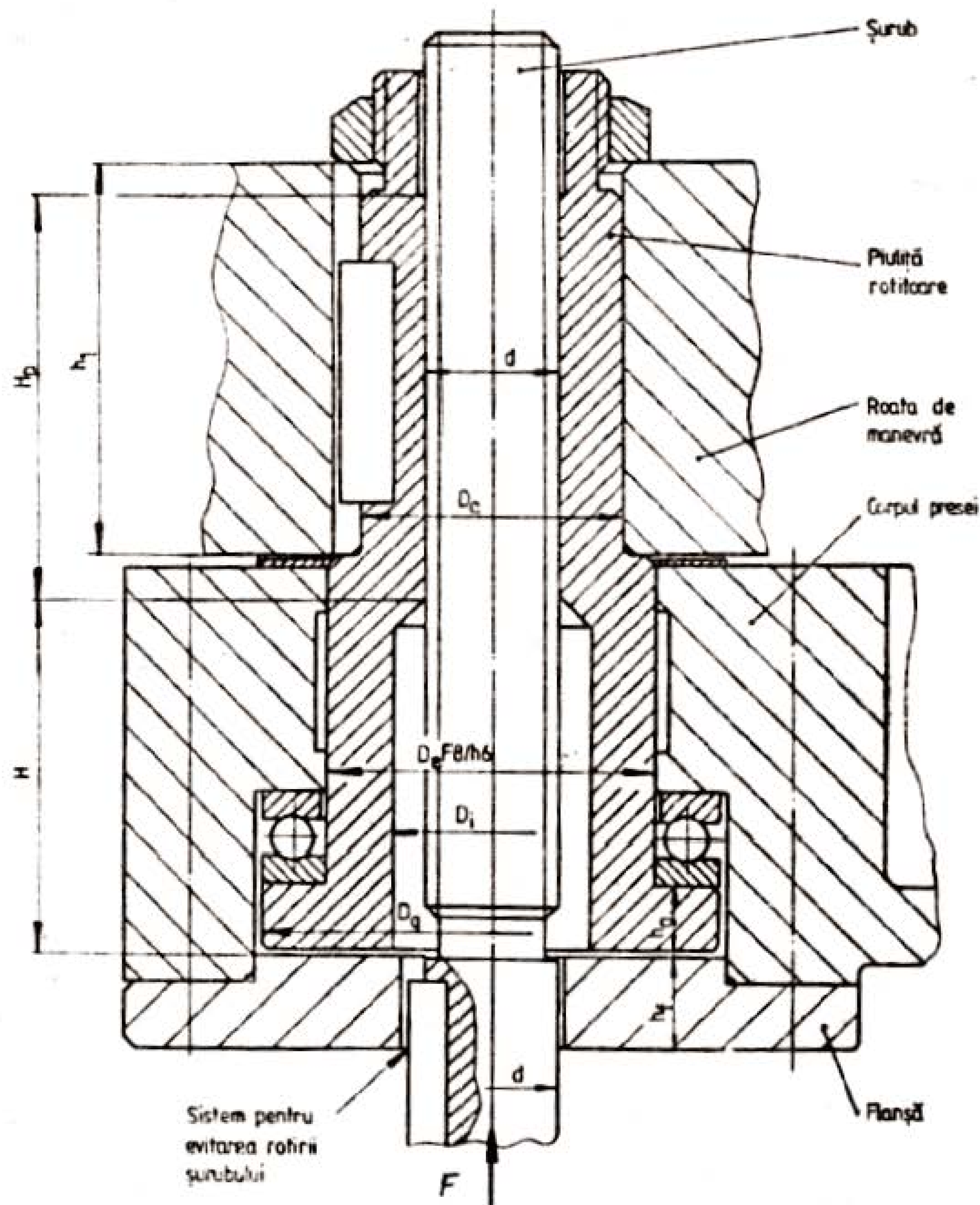



Fig. 5.4

### 5.2.b2 DIMENSIONAREA PIULIŢEI

**Proiectarea începe de la interior către exterior. Se recomandă, pe cît posibil, ca această etapă să se realizeze simultan şi prin desen. Dimensiunile impuse, la interior, sînt: $d$ (mărimea filetului), $H_p$ şi $H$ (cursa de realizat).**

➤ <u>Diametrul interior minim, al suprafeţei nefiletate</u>, **trebuie să asigure** deplasarea nestingherită a penei de blocare. **Deci se stabileşte diametrul şurubului în** porţiunea nefiletată şi se alege **pana standardizată, fixată prin şuruburi (Anexa A5):**

$$\frac{D_{1\,min}}{2}=\frac{d}{2}+t_2;$$ unde $t_2$ este adîncimea canalului de pană din butuc.

Se stabileşte $D_1$ → $D_1 = D_{1\,min} + (1 \div 3)\ mm$.

➤ Se determină $D_c$ - diametrul suprafeţei exterioare în zona de asamblare cu sistemul de acţionare (roată de manevră, în exemplul care se prezintă). Solicitările pe acest tronson sînt: *tracţiune şi răsucire* (vezi diagramele de eforturi din **fig. 2.15**). Se poate considera acoperitoare o dimensionare la *tracţiune* cu o forţă de calcul majorată pentru a considera şi *răsucirea* - relaţia (5.1) cu $D_c$ în loc de $D_e$. Rezultă $D_{c\,min}$. Din standardul de roţi de manevră (Anexa A7) se alege o roată de manevră avînd diametrul de montaj $d \equiv D_c \geq D_{c\,min}$.

➤ Se precizează $D_{e\,min}$. $D_e > D_c$ pentru a asigura o suprafaţă de rezemare a roţii de manevră. Se stabileşte un $D_{e\,min}$ astfel încît grosimea piuliţei să rămînă aproximativ aceeaşi cu cea din porţiunea cu roata de manevră. Această opţiune face inutile calculele de verificare întrucît solicitarea - pe tronsonul nefiletat - este mai mică şi secţiunea mai mare decît în zona de deasupra.

**Observaţie:** *Dacă se utilizează* **un rulment axial**, $D_e$, **trebuie să aibă o valoare** multiplu de 5, pentru a corespunde cu diametrul interior al rulmentului.

➤ Se proiectează cel de-al doilea reazem al piuliţei - lagărul axial.

<u>*Varianta cu rulment.*</u>

➤ Se caută un rulment axial (Anexa A6 sau [16]) care să îndeplinească simultan condiţiile:

- $C_0 \geq F$ şi
- $d \geq D_{e\,min}$,

unde: $C_0$ este capacitatea statică de încărcare a rulmentului;
$F = F_1 = F_2$ este încărcarea.

➤ Se definitivează astfel mărimea $D_e$. Diametrul $D_g$ - al gulerului -se ia egal cu diametrul exterior al rulmentului $D_g = D$. Se notează datele despre rulment.

<u>*Varianta cu lagăr axial de alunecare*</u>

Se consideră $D_e = D_{e\,min}$ precizat anterior şi se determină $D_g$ din solicitarea de *contact*:

$$A_{min} = \frac{\pi}{4}\left(D_g'^2 - D_e'^2\right) = \frac{F}{\sigma_{as}}.$$ Rezultă $D_{g\,min}$.

$\sigma_{as} = 20 \div 40$ ; Ol/Fc sau Fc/Fc, viteze mici şi frecare limită.

$D_g'$ şi $D_e'$ - reprezintă dimensiunile corectate ale celor două diametre pentru a considera prezenţa teşiturii şi a razei de racordare (v. fig. 5.1).

» Se determină $h_g$. Pe înălţimea gulerului, piuliţa este solicitată la *încovoiere şi forfecare*. $h_g$ se poate determina din solicitarea de *încovoiere*, pe baza unor tensiuni admisibile $\sigma_{ai}$ acoperitoare. Astfel, pe modelul grindă încastrată:

$$W_{min} = \frac{\pi D_e h_g^2}{6} = \frac{M_i}{\sigma_{ai}} \; ; \qquad M_i = F \cdot \frac{D_g - D_e}{4} \qquad (5.10)$$

Rezultă $h_{g\,min}$ care se rotunjeşte la o mărime normală.

O altă variantă de lucru este aceea de a adopta constructiv $h_g$. De exemplu $h_g = (0,2 \div 0,25) H_p$ sau, şi mai bine, faceţi această acţiune "la ochi" - prin desen. Urmează verificarea la *solicitare compusă*: *încovoiere şi forfecare*.

» Se estimează momentul de frecare în lagărul axial cu relaţia (5.6) sau (5.7).

*Definitivarea constructivă* a acestei piuliţe - deja destul de bine conturată - se poate face o dată cu proiectarea sistemului de acţionare şi a corpului, inclusiv a sistemului de blocare contra rotirii.

**Observaţii:**
1) Poziţia, în algoritmul de proiectare, a capitolului privind proiectarea sistemului de împiedicare a rotirii şurubului este discutabilă! Acest sistem aparţine şurubului şi corpului iar în exemplul de mai sus, are implicaţii şi asupra dimensiunilor piuliţei (vezi problema cursei - H).
2) Pentru sistemul de blocare din fig. 5.4, înălţimea $h_f$ a flanşei cu canalul de pană se determină din solicitarea de strivire. Se face ipoteza că momentul care solicită asamblarea este $M_t = 0,5\,M_{12}$ ($M_{12} = M_{21}$ momentul de înşurubare). Se poate adopta $\sigma_{as} = 20 \div 40\ MPa$ - contactul fiind mobil!

## c. PIULIŢA CRICULUI AUTO, CU PÎRGHII

Figura 5.5 prezintă piuliţa cricului cu pîrghii - DACIA (vezi fig. A12.9).
Piuliţa primeşte sarcina de la pîrghii prin intermediul a două fusuri laterale şi o transmite apoi şurubului prin contactul spirelor.

### 5.1.c. PRECIZAREA SOLICITĂRILOR

Capitolul 1 prezintă un sumar studiu cinetostatic al cricului cu pîrghii. Forţele care acţionează pe elementele mecanismului sînt variabile, funcţie de unghiul $\alpha$. Valoarea maximă a forţelor care acţionează asupra pîrghiilor 6, cît şi asupra piuliţei şi şurubului cricului se atinge în poziţia cea mai de jos a cricului - pentru $\alpha_{min}$.

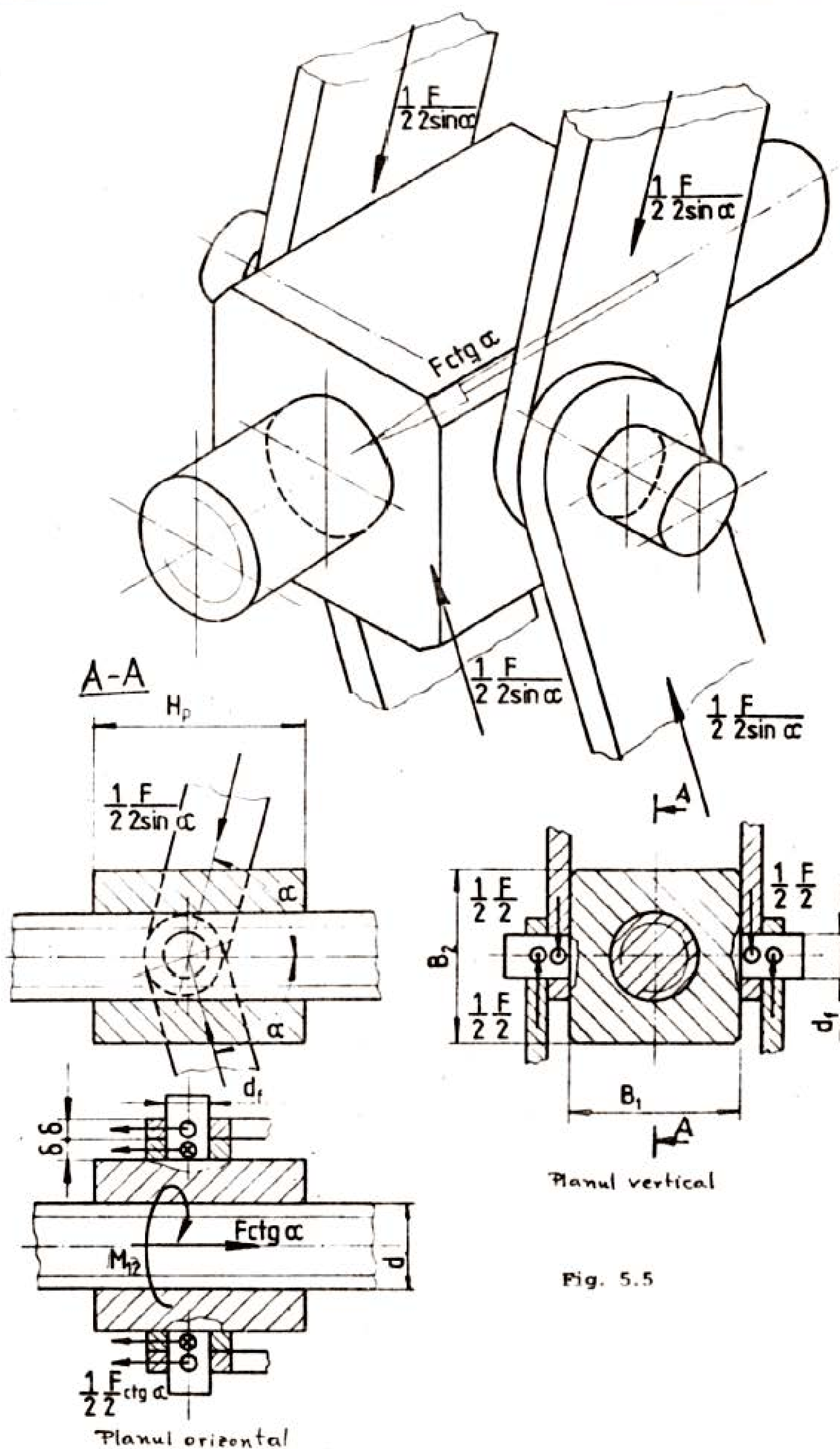
Cupla şurub-piuliţă a fost proiectată pentru o forţă:

$$F_{1\,max} = F \cdot ctg\alpha_{min}$$

S-au determinat: mărimea filetului şi numărul minim de spire în contact $z$. Rezultă:

$$H_p = z \cdot p + \Delta$$

unde: $H_p$ - înălţimea piuliţei, iar $\Delta$ - estimează teşiturile filetului piuliţei.



$\frac{1}{2}\frac{F}{2\sin\alpha}$
Fctg α
A-A
$H_p$
α
$d_f$
δ δ
Fctg α
$M_{12}$
d
$\frac{1}{2}\frac{F}{2}$ctg α
Planul orizontal
A
$\frac{1}{2}\frac{F}{2}$
$B_2$
$d_f$
$B_1$
Planul vertical


Fig. 5.5

**Fusurile piuliței** sînt solicitate la *încovoiere, forfecare și strivire* de către forțele $\frac{1}{2}\frac{F}{2\sin\alpha}$ și de către forțe provenite ca reacțiune la tendința de rotire a piuliței cu momentul de înșurubare $M_{12}$.

Solicitarea corpului piuliței este mai complexă. Pe porțiunea din dreapta, pînă în fus, piulița tinde să fie *întinsă*, în timp ce pe restul lungimii apare tendința de *comprimare*. Forțele aplicate pe fusuri produc o puternică solicitare de *încovoiere* în planul vertical (A-A).

*Răsucirea* dată de momentul de înșurubare $M_{12}$ și *efectele de concentrare a tensiunilor*, determinate de prezența filetului și a zonelor de încastrare a fusurilor, complică și mai mult problema.

Evident, o abordare în cadrul rezistenței materialelor, nu poate fi de mare încredere. Modelarea prin elemente finite poate soluționa mai bine problema - dar nu mai simplu, căci intervine problema neliniară a contactului dintre spire.

## 5.2.c. DIMENSIONAREA PIULIȚEI

Trebuie precizate următoarele cote: $B_1$, $B_2$, $d_f$ și $\delta$. Problema poate fi soluționată pe mai multe căi.

*Varianta 1.*

- Toate dimensiunile necunoscute se precizează în mod constructiv, prin desen.

- Se fac apoi verificări ale tuturor solicitărilor de mai sus. În funcție de rezultate, dacă este nevoie, se revine asupra valorilor inițial alese.

**Atenție!** Materialul piuliței a fost ales (§ 2.1). Dacă este nevoie se revine asupra alegerii făcute.

*Varianta 2*

- Se dimensionează fusurile. Trebuie determinate $d_f$ - diametrul fusului și lungimea lui (implicit $\delta$). Ca solicitări se consideră *strivirea și încovoierea* (se neglijează forfecarea). Întrucît este greoi să se lucreze cu două necunoscute $d_f$ și $\delta$, se alege una din ele și apoi se determină cealaltă. De exemplu, se poate alege $\delta$ - grosimea pîrghiei ($\delta$=3, 4, 5, 6 ... mm).
**Atenție, pîrghiile pot flamba!**

- În continuare, diametrul fusului se poate dimensiona din solicitarea de *încovoiere*. Folosind schema de forțe din figura 5.5 se pot scrie momentele încovoietoare din zona de încastrare a fusului, date de forțele din planul vertical ($M_{IV}$) și orizontal ($M_{IH}$). Calculele se fac pentru poziția limită inferioară, $\alpha=\alpha_{min}$, cînd solicitările sînt maxime.

$$M_{IV} = \frac{1}{2}\cdot\frac{F}{2}\cdot\frac{3\delta}{2} - \frac{1}{2}\cdot\frac{F}{2}\cdot\frac{\delta}{2} = \frac{F\cdot\delta}{4}$$

$$M_{IH} = \frac{1}{2}\cdot\frac{F}{2}\cdot ctg\alpha\cdot\frac{3\delta}{2} + \frac{1}{2}\cdot\frac{F}{2}\cdot ctg\alpha\cdot\frac{\delta}{2} = \frac{F\cdot\delta}{2}\cdot ctg\alpha \qquad (5.11)$$

$$M_I = \sqrt{M_{IV}^2 + M_{IH}^2};\quad W_{nec} = \frac{M_I}{\sigma_{ai}} = \frac{\pi d_f^3}{32};\quad \rightarrow\quad d_f.$$

- În final se face verificarea la *strivire* între pîrghie și fus:

$$\sigma_s = \frac{\frac{1}{2}\cdot\frac{F}{2\sin\alpha}}{d_f\cdot\delta} \qquad (5:12)$$

Deşi există mişcare relativă între pîrghie şi fus, vitezele sînt foarte mici astfel că se poate lucra cu $\sigma_{as}=(20\div40)\,MPa$ pentru OL/OL sau OL/FC (aceste articulații se vor unge şi, evident, ajustajele vor fi cu joc).

Dacă dimensiunile anterior determinate nu satisfac cerințele, se fac modificări şi se reiau calculele de verificare.

➤ Se dimensionează corpului piuliței. Dacă încastrarea fusurilor în corpul piuliței este rigidă (se poate vorbi şi de "încastrare elastică"!), momentele date de forțele aplicate pe fusuri se transmit corpului piuliței şi acesta va fi solicitat la *încovoiere*. Secțiunea periculoasă este cea din planul A-A.

Necunoscutele problemei sînt cotele $B_1$ şi $B_2$. Ele se pot lua egale, dar, nu obligatoriu.

*O variantă aproximativă de dimensionare a piuliței* poate fi următoarea:

➤ $B_1$ se adoptă constructiv ($B_{1\,min} = 2d$, $d$ - diametrul filetului: Faceți corelația şi cu dimensiunile celui de-al doilea reazem al şurubului).

➤ $B_2$ se determină din solicitarea de *încovoiere*, în ipoteza simplificatoare că se pot neglija efectele de *încovoiere* date de forțele din plan vertical şi cele date de forțele provenite din tendința de *răsucire* a piuliței de către şurub:

$$M_i = \frac{1}{2}\cdot\frac{F}{2}\,(B_1+2\delta)\,ctg\,\alpha_{min} \qquad (5.13)$$

$$W_{nec} = \frac{H_p^2}{6}\,(B_2-d) = \frac{M_i}{\sigma_{ai}} \;\rightarrow\; B_2 \qquad (5.14)$$

În relația de mai sus $d=D_4$, pentru filet trapezoidal sau, $d=D$ pentru filet ferăstrău.

➤ Se verifică corpul piuliței considerînd şi solicitările neglijate mai sus. Efectul momentului de înşurubare $M_{12}$ îl puteți considera printr-un cuplu de forțe, $F_M$, acționînd pe fusuri. Condiția de echivalență este:

$$M_{12} = F_M(B_1 + 2\delta) \qquad (5.15)$$

Rezultă $F_M = \dfrac{M_{12}}{B_1 + 2\delta}$

Dacă tensiunile efective sînt prea mari, măriți pe $B_2$ determinat anterior şi reluați verificarea.

În acțiunea de *definitivare constructivă* a acestei piulițe se va stabili modul de fixare axială a pîrghiilor. Dacă piulița este din oțel şi seria de fabricație este suficient de mare, capetele fusurilor, ca de altfel şi ale celorlalte elemente de articulație din construcția acestui cric, se pot deforma plastic (nitui).

Alte variante posibile sînt: utilizarea unor şplinturi sau a unor inele elastice de siguranță.

# 6. PROIECTAREA CORPULUI

## REGULI GENERALE

1. *Forma și dimensiunile corpului trebuie să răspundă cerințelor formulate în tema proiectului (să îndeplinească rolul funcțional).*

De exemplu: Pentru un cric cu șurub vertical, înălțimea corpului va fi determinată de înălțimea minimă sub sarcină și de cursă, date prin temă.

2. *Forma și dimensiunile corpului trebuie să asigure o bună siguranță în funcționare din punctul de vedere al tuturor solicitărilor care se pun în evidență.*

De la caz la caz, proiectantul poate opta pentru una din următoarele variante de lucru:

- dimensionare constructivă, prin desen, urmată de verificări prin calcule;
- dimensionarea secțiunilor periculoase prin calcul, urmată de definitivare constructivă prin desen.

Pentru a veni în ajutorul celor care proiectează construcții sudate, tabelul 6.1 prezintă o sinteză a unor relații de calcul utile.

Observații: În multe situații dimensiunile "corpului" sînt determinate de condiții tehnologice (în special pentru elementele turnate) sau de rigiditate (deformații).

3. *Forma și dimensiunile corpului sînt determinate și determină la rîndul lor procedeele tehnologice care se vor, sau trebuie, a fi folosite.*

Pentru piesele turnate, grosimea minimă a pereților și cîteva reguli de proiectare constructivă se pot extrage din figura 6.1.

Pentru probleme de proiectarea formei, în general, se pot consulta lucrările [7] și [14].

Tehnologia de fabricație determină în mod semnificativ costul produsului și din acest motiv trebuie corelată cu seria de fabricație (unicat, serie mică, mare sau masă).

De exemplu: Pentru unicate și serii mici de fabricație corpurile turnate și cele obținute prin deformare plastică în matriță revin foarte scumpe. De asemenea și timpii necesari pregătirii fabricației sînt mari. Din acest motiv turnarea și deformarea plastică în matriță se recomandă, în general, doar pentru serii de fabricație suficient de mari. Evident, mărimea acestei serii nu poate rezulta decît din calcule de economicitate.

4. *Forma și dimensiunile corpului trebuie să asigure posibilitatea transportului.*

5. *Forma și dimensiunile corpului trebuie să asigure o manevrare ușoară și să corespundă normelor de protecția a muncii.*

6. *Forma și dimensiunile corpului, ca de altfel a întregului ansamblu, trebuie să fie plăcută privirii, deci să îndeplinească și condiția de estetică.*

Întrucît sistemele care fac obiectul îndrumarului sînt foarte diverse, ceea ce se înțelege prin "corp" diferă foarte mult de la o temă la alta. În continuare se prezintă

moduri de abordare posibile pentru unele dintre variantele prezentate.

**Tabelul 6.1**

| Felul îmbinării şi al solicitării | Relaţii pentru calculul tensiunilor din îmbinare | Relaţii IIS (Institutul Internaţional de Sudură) |
|---|---|---|
| F, a, s, F, $l_s$ | $\sigma_{ts}=\frac{F}{a\cdot l_{sc}}$<br>$l_{sc}=l_s-2s$<br>$a=s$ | |
| a, s, M, $l_s$, M | $\sigma_{is}=\frac{M}{W_s}$<br>$W_s=\frac{a\cdot l_{sc}^2}{6}$<br>$l_{sc}=l_s-2s;\ a=s$ | |
| F, F, a, $l_s$, s, s | $\tau_{fs}=\frac{F}{2\cdot a\cdot l_{sc}}$<br>$l_{sc}=l_s-2s$<br>$a=0,7\,s$ - pentru sudura de colţ dreaptă | |
| M, $F_M$, b, $F_M$, M, $l_s$ | $\tau_{fs}=\frac{F_M}{a\cdot l_{sc}}$<br>$F_M=\frac{M}{b+0,7\cdot s}$<br>$l_{sc}=l_s-2s$<br>$a=0,7\,s$ | $\sigma_{ech\,s}=$<br>$=1,34\frac{M}{a\cdot l_s\cdot b}$ |

| Felul îmbinării și al solicitării | Relații pentru calculul tensiunilor din îmbinare | Relații IIS (Institutul Internațional de Sudură) |
|---|---|---|
| | a) solicitată cu forța $F$<br>$\tau_{fs}=\frac{F}{2\cdot a\cdot l_{sc}}$;<br>$a\approx 0,7\,s$<br>b) solicitată cu momentul $M$<br>$\tau_{fs}=\frac{F_M}{a\cdot l_s}$;<br>$l_{sc}=l_s-2s$<br>$F_M=\frac{M}{b+0,7\cdot s}$ | $\sigma_{ech\,s}=$<br>$=1,34\frac{M}{a\cdot l_s\cdot b}$ |
| | $\tau_{fs}=\frac{F}{2\cdot a\cdot l_{sc}}$<br>$l_{sc}=l_s-2a$ | |
| | $\sigma_{is}=\frac{F\cdot L}{2\frac{a\cdot l_{sc}^2}{6}}=\frac{3\cdot F\cdot L}{a\cdot l_{sc}^2}$<br>$\tau_{fs}=\frac{F}{2\cdot a\cdot l_{sc}}$<br>$\sigma_{ech\,s}=\sqrt{\sigma_{is}^2+\tau_{fs}^2}$<br>Obs.: Dacă $L > l_s$, forfecarea se poate neglija | $\sigma_{ech\,s}=$<br>$=\frac{3,55\cdot F\cdot L}{a\cdot l_{sc}^2}$ |

| Felul îmbinării şi al solicitării | Relaţii pentru calculul tensiunilor din îmbinare | Relaţii IIS (Institutul Internaţional de Sudură) |
|---|---|---|
| | $\sigma_{is}=\frac{M_i}{W_s}=\frac{F\cdot L}{W_s}$<br>$W_s=\frac{\frac{l_{sc}(h+2a)^3}{12}-\frac{l_{sc}h^3}{12}}{\frac{h}{2}+a}$<br>$\tau_{fs}=\frac{F}{2\cdot a\cdot l_{sc}}$<br>$\sigma_{ech\,s}=\sqrt{\sigma_{is}^2+\tau_{fs}^2}$ | |
| | $\tau_{fs}=\frac{F_t}{\pi(d+0,7a)a}$<br>$F_t=\frac{2M_t}{d+0,7\cdot a}$ | |
| Sudură prin puncte | $\tau_{fs}=\frac{F}{\frac{\pi d^2}{4}n}$<br>$s\leq 3 \rightarrow d=1,2\cdot s+4$ m<br>$s>3 \rightarrow d=1,5\cdot s+5$ m<br>$t=(3\div 6)d$<br>$e=(2,5\div 4,5)d$ | |

**Observaţii:**

1. Relaţiile pentru calculul tensiunilor din îmbinările sudate sînt aproximative. Acolo unde există, relaţiile IIS sînt de mai mare încredere.

Pentru informaţii mai detaliate se poate consulta monografia: Teodorescu, C.C., Mocanu, D.R. şi Buga, M - Îmbinări sudate. Ed. Tehnică, Bucureşti, 1972.

2) Tensiunea admisibilă în cordonul de sudură se exprimă, de regulă, în funcţie de tensiunea admisibilă la tracţiune a materialului de bază. Astfel, pentru solicitări statice: $\sigma_{as}=\varphi\cdot\sigma_{at}$, $\tau_{as}=\varphi\cdot\sigma_{at}$, $\varphi$ - coeficient de slăbire (sau coeficient de rezistenţă).

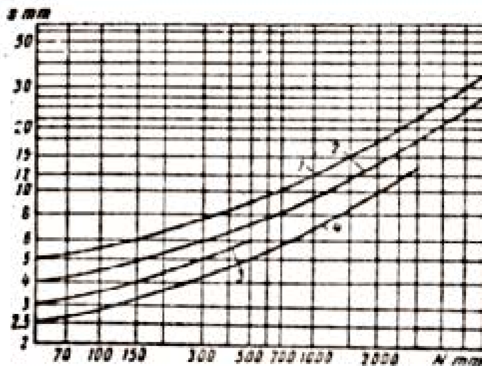
**Tabelul 6.1 (continuare)**

*Valorile coeficientului* φ
*(recomandate de practica de proiectare)*

| Tipul îmbinării | Felul solicitării | |
|---|---|---|
| Suduri cap la cap | Compresiune<br>Tracțiune<br>Încovoiere<br>Forfecare, Răsucire | 1,0<br>0,8<br>0,85<br>0,65 |
| Suduri de colț | Toate solicitările | 0,65 |

3. *STAS* 735/1-87 stabilește următoarele convenții de reprezentare a îmbinărilor sudate:

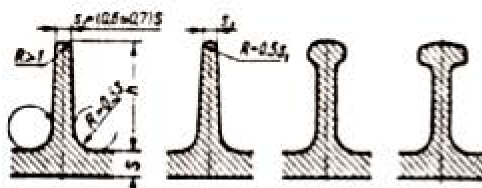
- în <u>secțiune</u> cordonul de sudură se reprezintă înnegrit, cu excepția desenelor care au ca scop redarea formei și dimensiunilor rostului;
- în <u>vedere</u> marginile cordonului de sudură se trasează cu linie continuă groasă, iar liniile curbate, care evidențiază cordonul, cu linie continuă subțire.



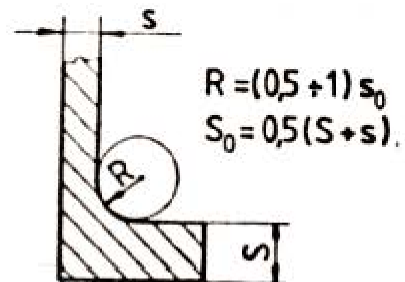

a)

1 - oțel
2 - fontă cenușie
3 - bronz
4 - aliaje de aluminiu

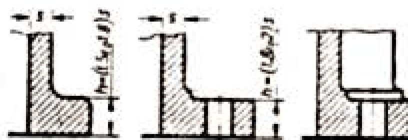
$N = (2l + b + h)/3$ unde:
l - lungimea elementului, mm;
b - lățimea elementului, mm;
h - înălțimea elementului, mm;



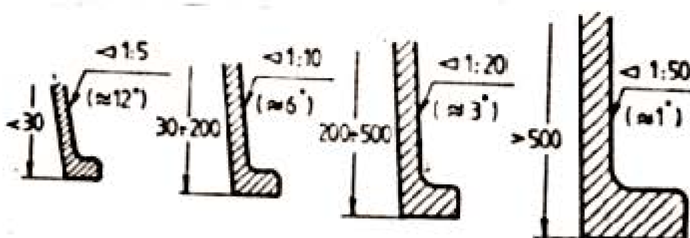
b)



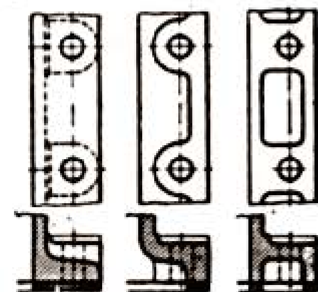

e)



c)




d)



f)

Fig. 6.1

## 6.a. PROIECTAREA CORPULUI UNOR CRICURI CU ŞURUB VERTICAL

Corpurile acestor cricuri se află în fluxul de forţă între piuliţa fixă, (fig. 6.2a şi 6.2b) sau rotitoare (fig. 6.2.c) şi suprafaţa de aşezare a cricului. Pe lîngă această funcţie, corpul cricurilor include, sau doar susţine şi sistemul de blocare a piuliţei, atunci cînd şurubul este rotitor (fig. A12.1) sau de blocare a şurubului atunci cînd piuliţa este rotitoare (fig. A12.3).

Zona de preluare a sarcinii de la piuliţă a fost proiectată.

În mare parte, sistemul de blocare a rotirii piuliţei sau şurubului este de asemenea concretizat.

Trebuie precizate:

- tehnologia de realizare a corpului (turnat, sudat, alte soluţii);
- forma corpului;
- materialul;
- înălţimea corpului;
- dimensiunile şi forma corpului în zona de contact cu piuliţa;
- dimensiunile suprafeţei bazei;
- forma şi dimensiunile zonei în care se realizează funcţia de blocare a piuliţei sau şurubului.

**Observaţii generale:**

1. Utilizarea unor semifabricate turnate nu este eficientă decît pentru o serie de fabricaţie suficient de mare.

2. În concordanţă cu tehnologia, corpurile turnate vor avea o mică conicitate (fig. 6.1), în timp ce pentru soluţiile sudate, în mod evident, forma cilindrică este de preferat. Pentru soluţiile sudate să se verifice posibilitatea utilizării unor ţevi.

3. Înălţimea corpului trebuie să fie atît de mare încît în poziţia limită inferioară a şurubului (şuruburilor) să se realizeze înălţimea minimă sub sarcină precizată explicit sau implicit prin tema proiectului.

4. Pentru stabilirea diametrului inferior al bazei de aşezare, $D_{bi}$, se au în vedere următoarele recomandări:

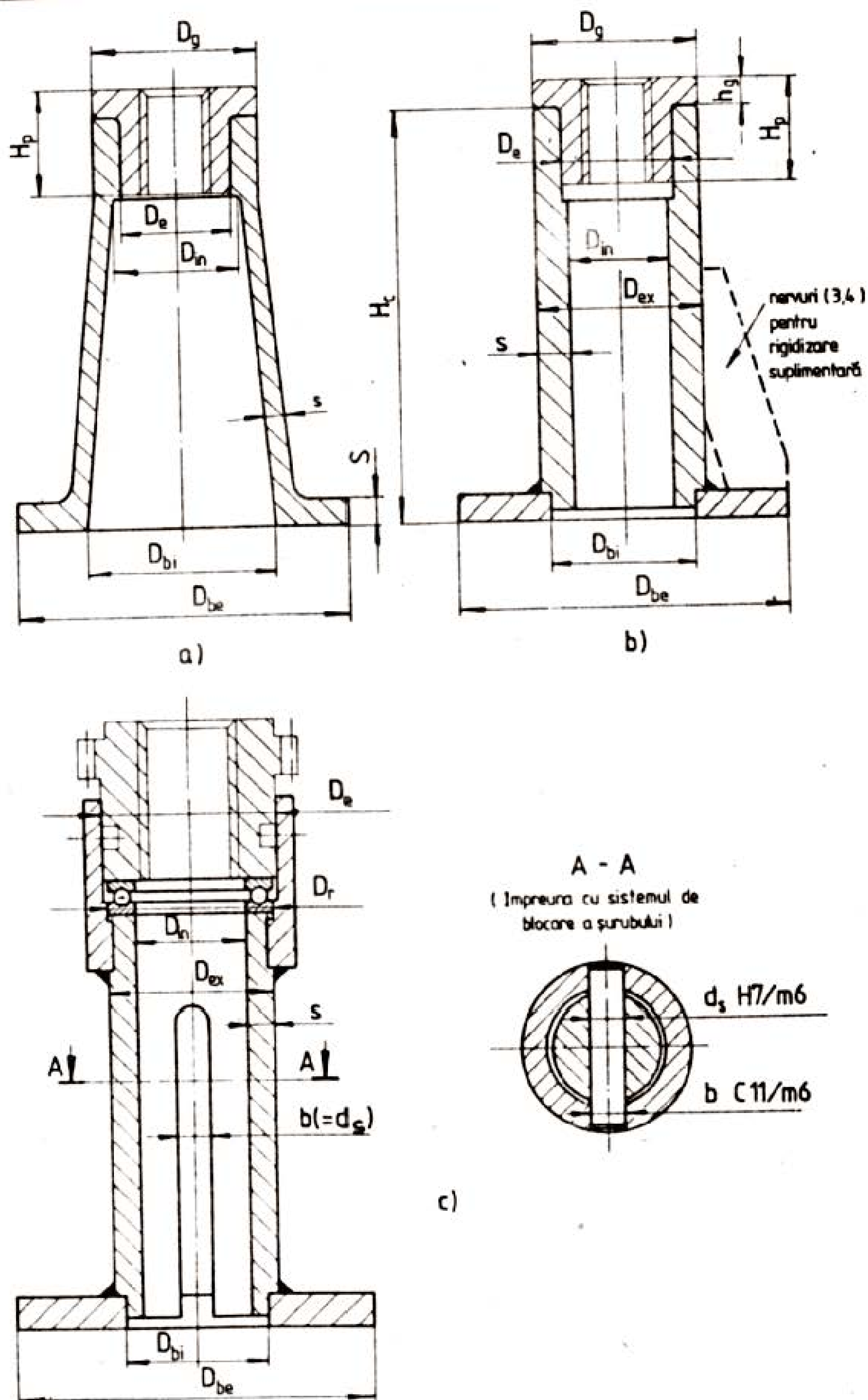
➤ Pentru corpurile turnate, plecînd de la $D_e$ se determină $D_{in}$ ($D_{in} = D_e + (5 \div 10)\,mm$), apoi, considerînd conicitatea recomandată, se determină $D_{bi}$.

➤ Pentru corpurile sudate se caută o ţeavă cu $D_{ex}$ şi grosimea $s$ (Anexa A2) care să se potrivească cu dimensiunile $D_g$ şi $D_e$ ale piuliţelor fixe (fig. 6.2b) sau cu dimeniunile lagărului axial (rulment, în fig. 6.2c). Saltul de diametru de la $D_{ex}$ la $D_{bi}$ are funcţie tehnologică (înlesneşte sudarea) şi asigură transmiterea prin formă a forţei şi a eventualelor momente, fără solicitarea cordonului de sudură.

➤ Cunoscînd $D_{ex}$, $D_{bi\,min}$ rezultă din solicitarea de contact între corpul cilindric şi flanşă.

➤ Diametrul exterior al bazei, $D_{be}$, se determină din solicitarea de contact:

$$A_{nec} = \frac{F}{\sigma_{as}} = \frac{\pi}{4}\left(D_{be}^2 - D_{bi}^2\right)\text{; Rezultă } D_{be}.$$



$D_g$
$H_p$
$D_e$
$D_{in}$
s
S
$D_{bi}$
$D_{be}$
a)
$h_g$
$H_c$
$D_{ex}$
nervuri (3,4) pentru rigidizare suplimentară
b)
$D_r$
A
b(=$d_s$)
A - A
( Impreuna cu sistemul de blocare a şurubului )
$d_s$ H7/m6
b C11/m6
c)


Fig. 6.2

Se pot avea în vedere următoarele tensiuni admisibile:

$$\sigma_{as} = (2 \div 3)\,MPa, \quad \text{pentru beton;}$$
$$\sigma_{as} = (1 \div 2)\,MPa, \quad \text{pentru lemn;} \qquad (6.1)$$
$$\sigma_{as} = (0,1 \div 0,5)\,MPa, \quad \text{pentru pămînt.}$$

5) Pentru sistemele de evitare a rotirii piuliței vezi cap. 5 și fig. 5.2. Între piuliță și corp se recomandă unul din următoarele ajustaje:

pentru
$D_e \leq 30;$ $H7/j6$
$D_e = 32 \div 50;$ $H7/k6$
$D_e > 50;$ $H7/m6$

- Fig. 6.2c prezintă un sistem de evitare a rotirii șurubului. Un știft cilindric trecut prin capătul șurubului principal ghidează în două canale frezate în corp.

## 6.b. PROIECTAREA CORPULUI CRICULUI AUTO, CU PÎRGHII

Se are în vedere cricul auto, cu pîrghii din fig. **A12.9 (Anexa A12)**

<u>Se cunosc</u>: Dimensiunile șurubului, **ale piuliței, ale celui de-al doilea reazem și** ale sistemului de acționare. De asemenea s-au precizat lungimea, $l_p$ și grosimea, $\delta$, pîrghiilor precum și diametrul alezajului articulației dintre piuliță și pîrghii, $d_f$.

Piesa 8 (fig. A8) poate avea aceleași dimensiuni și formă ca și piulița cu singura deosebire că lipsește filetul.

<u>Trebuie proiectate</u>: Ansamblul care preia greutatea automobilului ("cupa"), elementul de așezare pe sol (talpa) și lățimea, $b_p$, pîrghiilor.

Figura 6.3 (a), (b) și (c) prezintă desene ale acestor elemente, așa cum se întîlnesc în structura cricului DACIA. Tablele din care sînt confecționate aceste elemente sînt relativ subțiri dar cricul satisface, în general, exigențele utilizatorilor. Uneori, jocurile mari, radiale și axiale, din articulațiile cricului, fac ca acesta să aibă un balans nedorit. Foarte probabil, că jocurile axiale mari apar ca urmare a impreciziilor legate de nituirea capetelor bolțurilor de articulație. Figurile 6.3 (d) și (e) prezintă soluții mult mai rigide ale cupei și tălpii (bazei) cricului, situate la extrema cealaltă. Găsiți o soluție care să elimine neajunsurile primei variante fără a mări exagerat consumul de material și manoperă!

### 6.1.b. PROIECTAREA ARTICULAȚIILOR DINTRE PÎRGHII-CUPĂ ȘI PÎRGHII-TALPĂ

Se iau în discuție soluțiile din fig. 6.3 (a), (b), (c).

<u>Necunoscutele</u> problemei sînt:

- materialele elementelor;
- $\delta_1$ - grosimea tablei din care se confecționează cupa și talpa;
- $d_b$ - diametrul bolțului de articulație;
- $d_{b1}$ - diametrul exterior al bucșei pe care sînt montate pîrghiile.

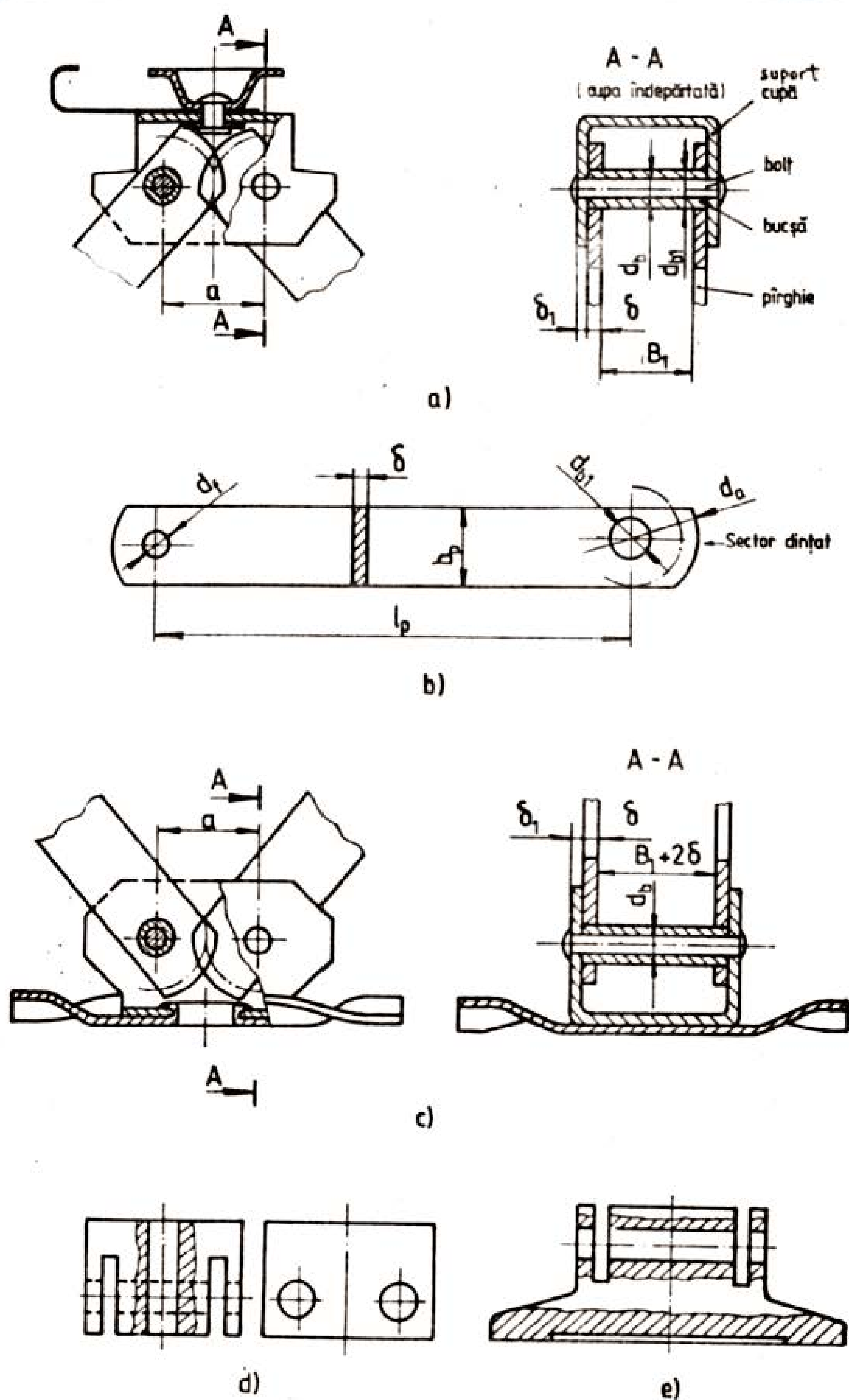

A
A - A
( cupa îndepărtată)
suport cupă
bolț
bucșă
pîrghie
a
A
a)
Sector dințat
b)
A
a
A - A
$B_1+2\delta$
A
c)
d)
e)

Fig. 6.3

Este de preferat ca între elementele articulației să existe următoarele ajustaje:

- *ajustaje cu strîngere între pîrghii și bucșe;*
- *ajustaje cu joc între bolțuri și bucșe.*

Dacă se asigură aceste ajustaje în timpul acționării cricului mișcarea relativă sub sarcină apare doar între bucșă și bolț, pe o suprafață (lungime) mare și deci cu solicitări de contact mici ceea ce este favorabil din punctul de vedere al uzării.

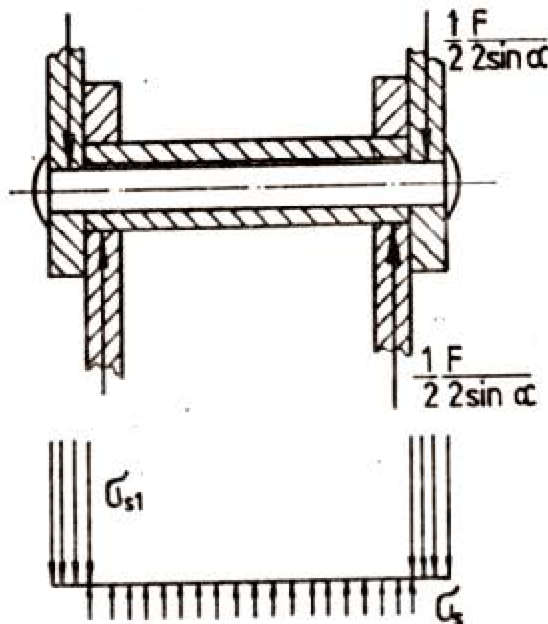



Fig. 6.4

Solicitările elementelor sînt:

▸ *strivire* între cupă (talpă) și bolț (fig. 6.4):

$$\sigma_{s1} = \frac{\frac{1}{2}\frac{F}{2\sin\alpha}}{d_b\delta_1} \le \sigma_{as1} \qquad (6.2)$$

▸ *strivire* între bolț și bucșă (fig.6.4):

- în zona cupei:

$$\sigma_s = \frac{\frac{1}{2}\frac{F}{2\sin\alpha}}{d_b(B_1+2\delta)} \le \sigma_{as} \qquad (6.3a)$$

- în zona tălpii:

$$\sigma_s = \frac{\frac{1}{2}\frac{F}{2\sin\alpha}}{d_b(B_1+4\delta)} \le \sigma_{as} \qquad (6.3b)$$

▸ *strivire* între bucșe și pîrghii:

$$\sigma_s = \frac{\frac{1}{2}\frac{F}{2\sin\alpha}}{d_{b1}\delta} \le \sigma_{as} \qquad (6.4)$$

▸ *forfecarea* bolțului în planul dintre cupă (talpă) și pîrghii:

$$\tau_s = \frac{\frac{1}{2}\frac{F}{2\sin\alpha}}{\frac{\pi}{4}d_b^2} \le \tau_{af} \qquad (6.5)$$

▸ *încovoierea* bolțului (în același plan cu forfecarea)

$$\sigma_i = \frac{M_i}{W} = \frac{\frac{1}{2}\frac{F}{2\sin\alpha}\frac{\delta}{2}}{\frac{\pi}{32}d_b^3} \qquad (6.6)$$

*Încovoierea* bolțului se poate neglija. Dacă nu se neglijează, tensiunile $\sigma_i$ se "adună" după teoriile de rezistență cu $\tau_f$, de mai sus.

O variantă de proiectare este aceea de a alege materialele şi toate dimensiunile necunoscute ($d_b \leq d_f$; $d_{b1} = d_b + (3 \div 5)\,mm$; $\delta_1 \approx \delta$) şi de a efectua apoi verificări ale solicitărilor de mai sus, pentru poziţia dezavantajoasă cu $\alpha = \alpha_{min}$.

Întrucît forţele de frecare dintre elemente introduc oarecare incertitudini cu privire la caracterul contactului, fix sau mobil, între elemente, este bine ca valorile tensiunilor admisibile la strivire să se aleagă către limita de jos a domeniilor considerate admise. Aşa cum s-au definit mai sus $\sigma_{as} < \sigma_{as1}$.

În funcţie de rezultatele verificărilor, dacă este nevoie, se revine asupra dimensiunilor iniţial alese. O altă variantă de lucru este de a face dimensionări pe baza solicitărilor enumerate şi de a corela apoi aceste cote cu cerinţele de ordin funcţional, tehnologic etc.

### 6.2.b. PROIECTAREA PÎRGHIILOR

Pîrghiile sînt solicitate la *compresiune*. În zonele de contact din articulaţii solicitarea este de *strivire*. Solicitările de *contact* au fost deja considerate în determinarea mărimilor: $\delta$, $d_f$, $d_{b_1}$.

Lăţimea pîrghiilor, $b_p$, se dimensionează, sau se verifică, la *compresiune*.

$$\sigma = \frac{\frac{1}{2}\frac{F}{2\sin\alpha}}{b_p\delta} \leq \sigma_{ac} \qquad (6.6)$$

De asemenea este utilă şi o verificare la *flambaj*.

*Observaţii:* Pîrghiile se termină la un capăt cu sectoare dinţate care au funcţia de a împiedica rotirea cricului în planul său (ca un mecanism patrulater) atunci cînd forţa s-ar aplica excentric pe cupă. Poziţia alezajului, $d_{b1}$, trebuie corelată cu lăţimea pîrghiei, $b_p$, şi cu parametrii angrenajului, astfel încît în poziţia extremă de sus ($\alpha = \alpha_{max}$) să mai existe contact între dinţi.

Cele 8 pîrghii din alcătuirea unui cric nu pot fi identice, din cauza cerinţelor legate de angrenarea sectoarelor dinţate. În dreptul unui dinte de pe o pîrghie trebuie să se afle un gol corespunzător pe cealaltă pîrghie cu care vine în contact. Pentru angrenaj se pot considera: $z_1 = z_2 = 16\,(18)$ dinţi, modulul $m = 2\,(2,5;\,3)\,mm$, $\alpha_o = 20°$, $h^*_{oa} = 1$, $c^*_o = 0,25$.

În desenele de execuţie ale celor două tipuri de pîrghii sectoarele danturate nu mai pot fi reprezentate convenţional, ci este necesară reprezentarea în detaliu a tuturor dinţilor (cel puţin a primului şi ultimului).

Suprafaţa de aşezare a tălpii (bazei) cricului se verifică, sau se dimensionează la *strivire* cu indicaţiile din rel. (6.1).

## 6.c. PROIECTAREA CORPULUI UNEI PRESE CU O COLOANĂ

Figura 6.5 prezintă o variantă turnată a corpului unei prese cu o coloană (v. fig. A12.20, Anexa A12).

Un posibil algoritm de lucru (simplificat) poate fi următorul:

- Se alege materialul.

- Se optează pentru forma de ansamblu a corpului.

În figura 6.5 "coloana", cu secţiunea în formă de "T", se obţine din două tronsoane drepte racordate prin raze mari de racordare. Partea superioară care susţine

piulița are la interior diametrul $D_e$ al piuliței și la exterior, este **cilindrică, cu** $D_{ec}$, atît de mare încît să permită montarea șuruburilor **pentru fixarea piuliței. La** limita inferioară: $\frac{D_{ec} - D_e}{2} \approx 2\, d_{șurub}$.

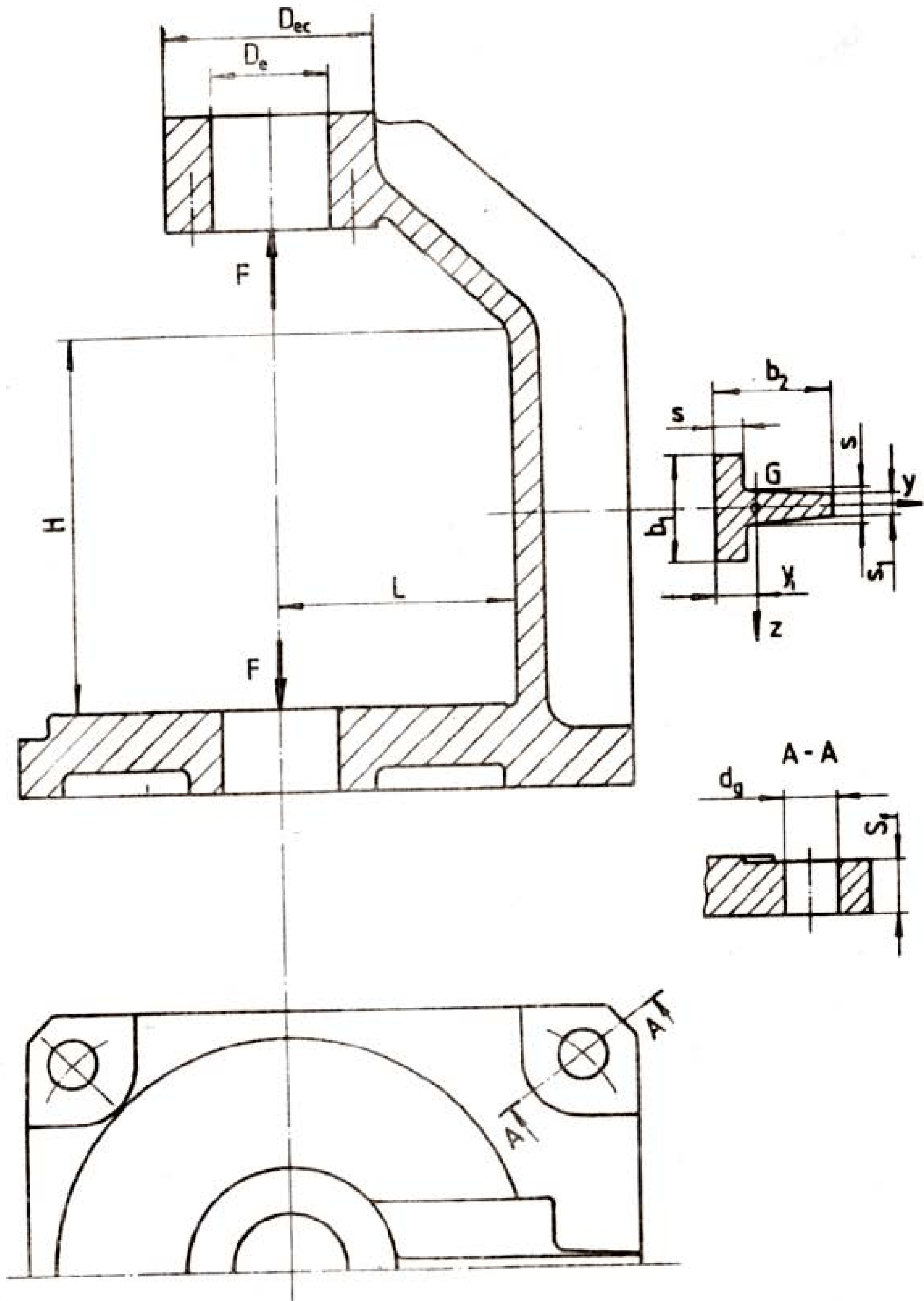



Fig. 6.5

Cotele $H$, $L$ rezultă din datele temei proiectului. Tot din tema proiectului trebuie să rezulte şi forma şi dimensiunile platoului (mesei de lucru). Întrucît în timpul lucrului momentul de acţionare se transmite corpului presei tinzînd să-l rotească, este necesară fixarea presei pe masă (fundaţie ...) cu ajutorul unor şuruburi.

» Se alege grosimea, $s$, a profilului coloanei. Se va folosi diagrama din figura 6.1.a. Întrucît este mai simplu să se facă o verificare a solicitărilor secţiunii profilate, se pot alege în continuare şi cotele: $b_1$, $b_2$, $s_1$. De exemplu: $b_1 = (4 \div 6)s$; $b_2 = b_1$; $s_1 \approx 0,7s$.

» Se verifică coloana. Pe tronsonul vertical solicitarea este de *tracţiune şi încovoiere*. Tensiunea maximă este de tracţiune şi se atinge pe faţa interioară a coloanei.

$$\sigma_{max} = \sigma_t + \sigma_i$$

$$\sigma_t = \frac{F}{A}; \quad \sigma_i = \frac{M_i y_i}{I_z} \qquad (6.7)$$

$A$ - suprafaţa secţiunii.

$I_z$ - momentul de inerţie faţă de axa Oz care trece prin centrul de greutate (G).

$y_i$ - poziţia fibrei în care se evaluează solicitarea.

**Observaţii:**

1) Pentru determinarea $I_z$ este necesară mai întîi precizarea poziţiei centrului de greutate G. Pentru această operaţie secţiunea T se poate privi ca fiind formată din două dreptunghiuri cu dimensiuni $b_1$ şi $s$; $(b_2 - s)$ şi $s$.

Aceleaşi două dreptunghiuri sînt utile şi pentru determinarea momentului de inerţie $I_z$ [3].

2) Tensiunile admisibile $\sigma_{at}$ - se vor considera cu un coeficient de siguranţă mare, pentru a considera implicit condiţiile de rigiditate ale corpului presei şi comportarea mai proastă la tracţiune a pieselor turnate.

3) Dacă în urma primei dimensionări solicitările sînt inacceptabil de mari, se măresc $s$ şi $b_2$ şi se reia verificarea.

4) Dacă se poate şi dacă se justifică, se recomandă ca proiectarea corpului să se facă pe baza unei analize cu elemente finite. Pe această cale, pe lîngă solicitările mecanice se pot avea în vedere şi aspectele de rigiditate (deformaţii) care pentru anumite construcţii de acest fel pot fi prioritare.

Se continuă definitivarea constructivă a corpului. Atenţie la corelaţia formă-tehnologie!

## 6.d. PROIECTAREA CORPULUI UNEI PRESE CU DOUĂ COLOANE

Figurile A12.19 şi A12.21 prezintă o construcţie frecvent întîlnită la presele de dimensiuni mici şi mijlocii.

Ansamblul şurub-piuliţă este montat într-o traversă susţinută pe două coloane cu capetele filetate. Aceste coloane servesc şi ca elemente de ghidare pentru partea mobilă a presei.

Proiectarea, implicit calculul de rezistenţă, al acestui tip de corp, format din mai multe elemente asamblate, ridică probleme dificile. Indiferent de tipul legăturilor dintre elemente - articulaţii sau încastrări (în realitate încastrări elastice) - ansamblul este static nedeterminat. Figura 6.6 prezintă cîteva modele fizice care se pot

utiliza.

Cadrul din fig. 6.6a, ia în considerație toate cele 4 elemente din structura corpului: placa de bază, traversa fixă și cele două coloane. Legăturile dintre acestea se consideră suficient de rigide pentru a le considera încastrări. Încărcarea se face cu forțe situate în planul cadrului.

Modelul din fig. 6.6b, corespunde situației cînd placa de bază este mult mai rigidă decît restul, astfel încît prezența ei nu se mai simte asupra deformațiilor și solicitărilor celorlalte elemente. Coloanele se consideră încastrate în această placă și în traversa fixă.

Modelele din figurile 6.6c și 6.6d derivă din cel anterior, cu diferența că asamblările coloanelor cu traversa, respectiv cu placa de bază, se consideră a fi atît de elastice încît să se presupună că ele nu transmit momente deci că reprezintă niște articulații.

Modelul din fig. 6.6e, obținut prin tratarea sistematică a problemei, nu mai poate fi folosit căci el reprezintă un ansamblu cu mobilitate, un mecanism patrulater.

Figura 6.6f reprezintă modelul (b) încărcat și cu forțele provenite din tendința de rotire a piuliței și a plăcii mobile. Forțele perpendiculare pe planul cadrului sînt, însă, relativ mici astfel încît ele s-ar putea neglija într-un studiu aproximativ.

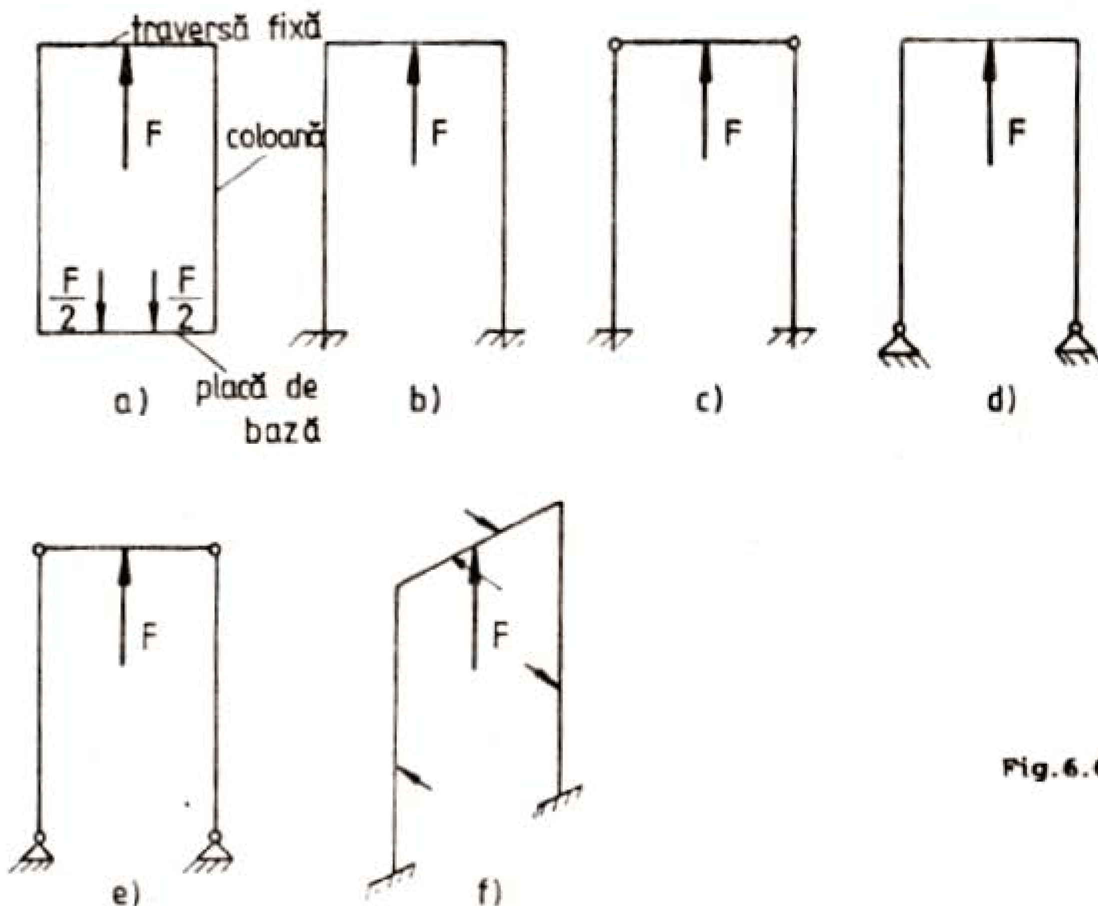



Fig.6.6

În continuare se prezintă un mod simplificat de abordare a problemei pe baza modelului din fig. 6.6b, un cadru simetric dublu încastrat. Această modelare poate corespunde relativ bine realității, atunci cînd placa de bază este mult mai rigidă decît coloanele.

Cadrul dublu încastrat constituie un sistem triplu static nedeterminat. Ca metodă de rezolvare se poate folosi metoda eforturilor [3]. În figura 6.7b se reprezintă o variantă de sistem de bază. $X_1$ și $X_2$ sînt eforturile static nedeterminate. Pentru simplificarea problemei se face în continuare ipoteza că momentul de inerție al coloanei este egal cu cel al traversei $I_c=I_t=I$. Se calculează deplasările și se scrie sistemul ecuațiilor de condiție. Rezolvarea acestuia conduce la următoarele rezultate:

$$X_1 = M_A = M_D = -\frac{F \cdot l^2}{8h + 16\,l}$$

$$X_2 = H_A = H_D = -F\frac{3 \cdot l^2}{8h^2 + 16h \cdot l} \qquad (6.8)$$

$$M_B = M_A - H_A \cdot h = -2 \cdot M_A = \frac{2 \cdot F \cdot l^2}{8h + 16\,l}$$

$$M_F = M_B - V_A\frac{l}{2} = M_B - \frac{F}{2}\frac{l}{2} = -\frac{2F \cdot l(h+l)}{8h+16l}.$$

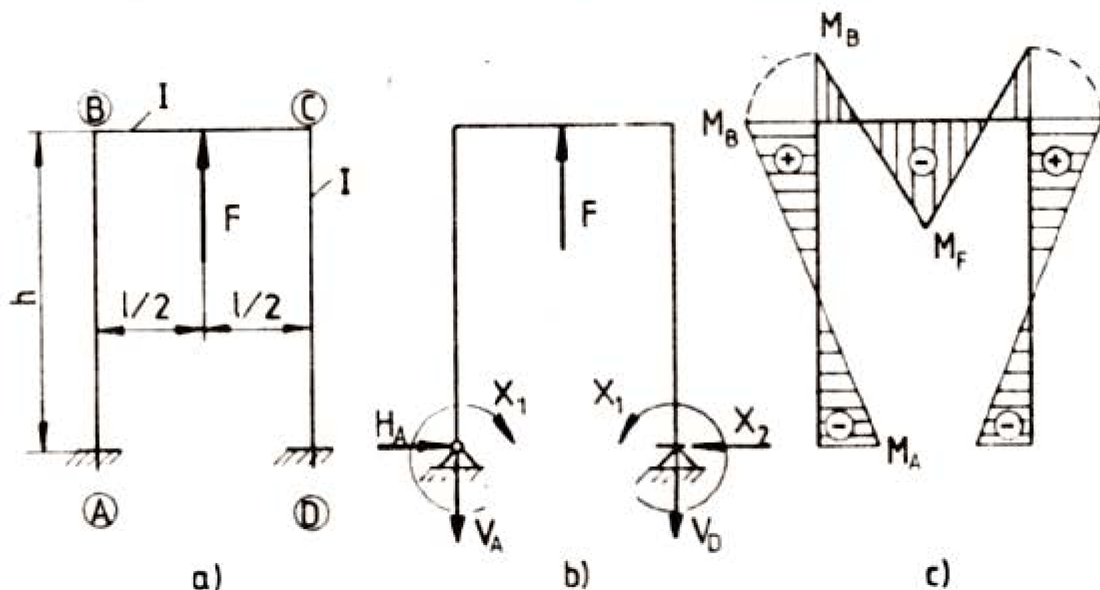



Fig. 6.7

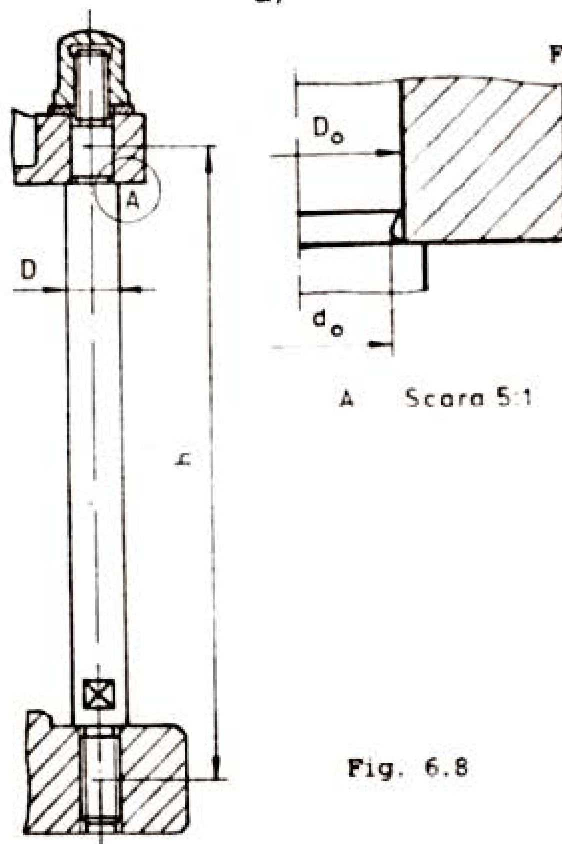



Fig. 6.8

Cu aceste valori diagrama de momente încovoietoare are alura din fig. 6.7c. Coloanele sînt solicitate totodată și la *tracțiune* de forțele $V_A = V_D = \frac{F}{2}$.

Se constată că în situațiile corespunzătoare modelului fizic analizat, asamblările coloanelor cu traversa și cu placa de bază sînt solicitate la *tracțiune și încovoiere*.

În continuare se poate trece la dimensionarea sau verificarea elementelor componente, în cazul în care dimensiunile lor s-au precizat constructiv. Fig. 6.8 prezintă un desen al coloanei împreună cu cele două asamblări. Soluțiile de asamblare a coloanelor din fig. 6.9 au fost gîndite în ideea de a evita pe cît posibil solicitarea la *încovoiere a filetului*.

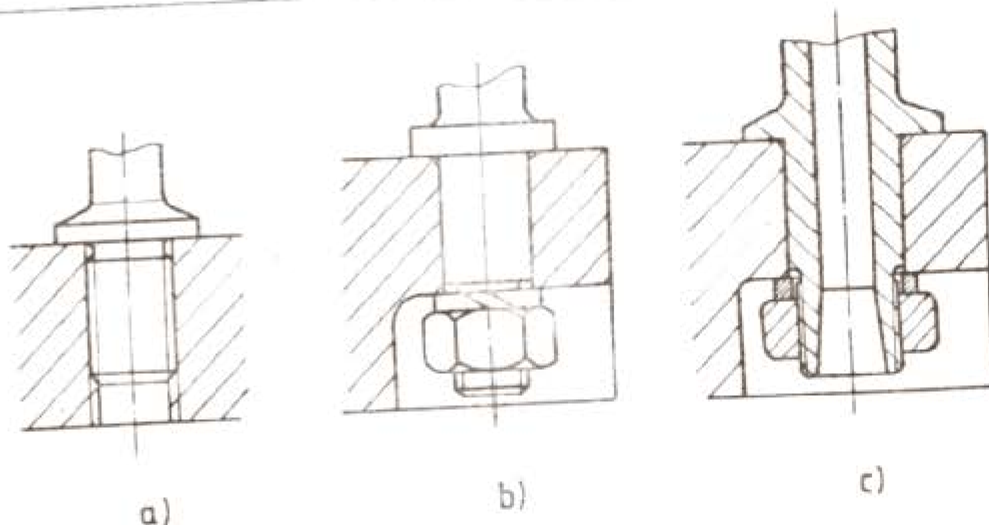



Fig. 6.9

Figurile 6.10 şi 6.11 adună la un loc cîteva soluţii posibile pentru forma traversei - în varianta că s-ar executa prin turnare. Găsiţi care formă (şi dimensiuni relative) s-ar potrivi mai bine cerinţelor din temă! Trebuie avut în vedere faptul că: momentul încovoietor îşi schimbă semnul între zona alezajului piuliţei şi cea a coloanelor şi că materialele turnate rezistă mai bine la compresiune decît la tracţiune.

Traversa se poate executa şi prin sudare.

Ca elemente de calcul se recomandă cel puţin următoarele:

» un calcul de predimensionare a coloanei. În baza modelării din fig. 6.7 - coloana este solicitată la *tracţiune şi încovoiere*. Se aleg soluţiile constructive pentru asamblările celor două capete şi se face o predimensionare doar la *tracţiune* a secţiunii periculoase (de regulă, cea din zona diferitelor degajări). Pentru siguranţă, tensiunile admisibile la tracţiune se vor lua mult mai mici decît cele normale (de exemplu cu: $c_c=3÷4$). Atenţie! Ansamblul trebuie să îndeplinească şi condiţii de rigiditate.

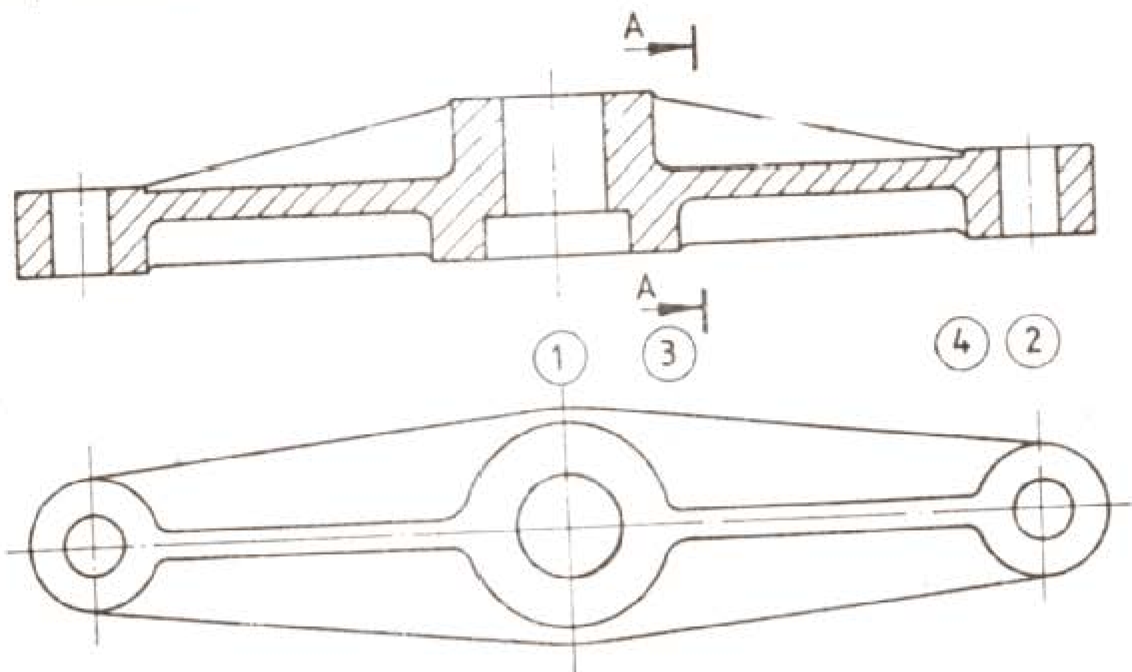



Fig. 6.10

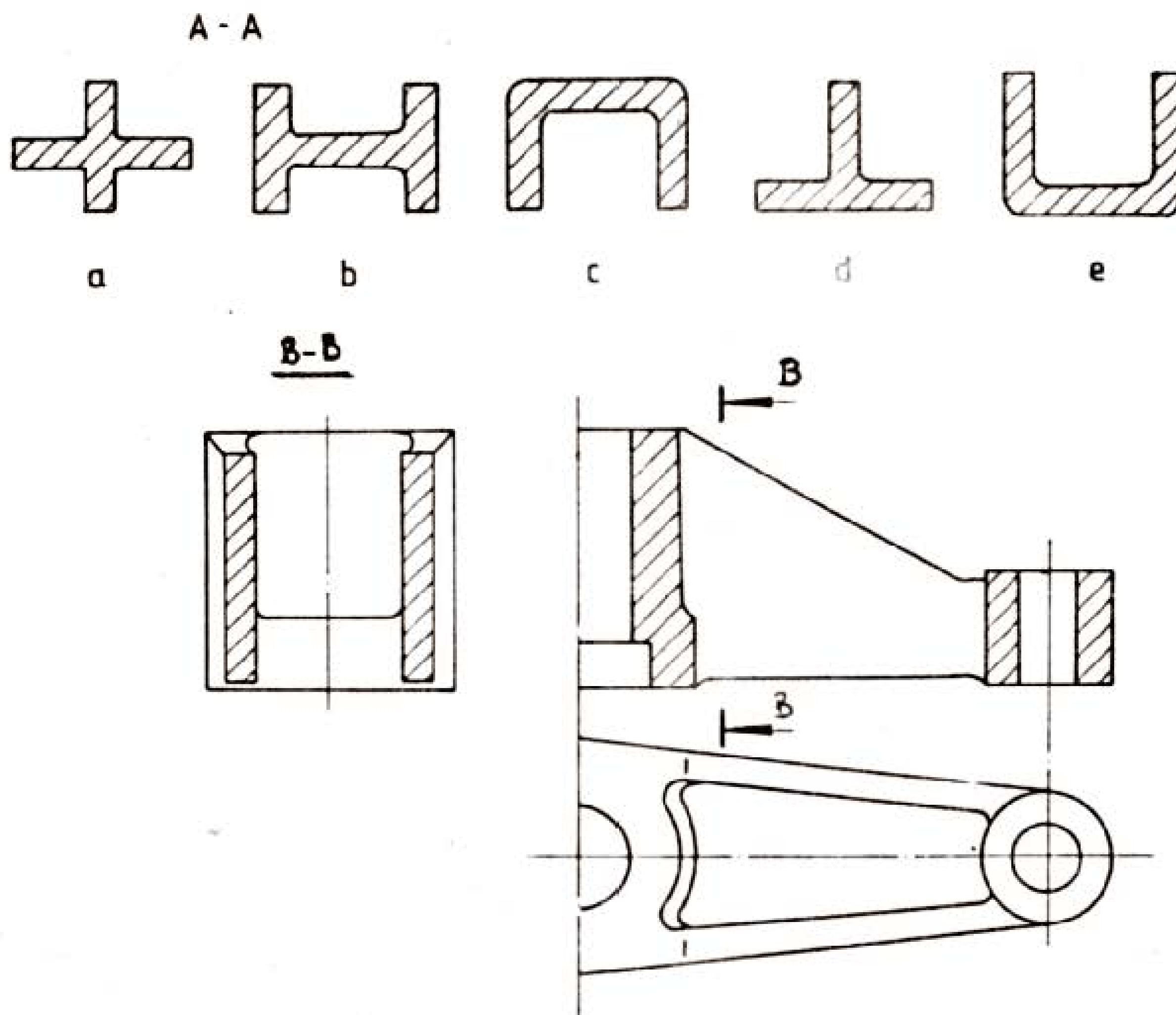



Fig 6.11

$$A_{nec} = \frac{\pi d_o^2}{4} = \frac{\frac{F}{2}}{\sigma_{at}}; \qquad \sigma_{at} = \frac{\sigma_c}{c_c} \quad \rightarrow \quad d_{o\,min}$$

» După o primă definitivare constructivă, se face verificarea coloanei la *solicitare compusă, tracțiune și încovoiere*, în zona celor două asamblări. Dacă este nevoie, se revine asupra dimensiunilor inițiale.

» Dacă forma și dimensiunile traversei au fost precizate constructiv (prin desen) sînt necesare verificări la *încovoiere*, în zona alezajelor pentru piuliță și coloane (secțiunile 1 și 2, fig. 6.10), precum și în zonele învecinate (secțiunile 3 și 4). În funcție de rezultatul acestor verificări se fac ajustări ale formei și dimensiunilor.

## 6.e. PROIECTAREA CORPULUI UNOR EXTRACTOARE [1)]

Figurile A12.13 ÷ A12.18 prezintă diferite variante ale unor prese extractoare. Presa pentru îndoirea șinelor de cale ferată (fig. A12.22), are o construcție asemănătoare cu a preselor de extracție. În continuare, ca exemplu, se prezintă o posibilă abordare a proiectării corpului presei din fig. A12.14..

"Corpul" acestei prese se compune din două brațe (gheare) cu alezaje cilindrice care culisează pe o traversă în care se montează și corpul piuliței (fig. 6.12). La anumite construcții traversa este filetată și îndeplinește și funcția piuliței. Blocarea ghearelor se face prin frecare, cu ajutorul șuruburilor cu cap striat.

Traversa este solicitată la *încovoiere*. Se consideră că din cauza jocurilor, relativ mari, traversa este doar rezemată în zona ghearelor. Efectul de *încovoiere* dat de momentul de înșurubare transmis dinspre piuliță se poate neglija (daca se dorește și considerarea acestuia - momentul de înșurubare $M_{12}$ - se înlocuiește prin două forțe acționînd în zona de contact cu ghearele, într-un plan perpendicular pe planul presei).

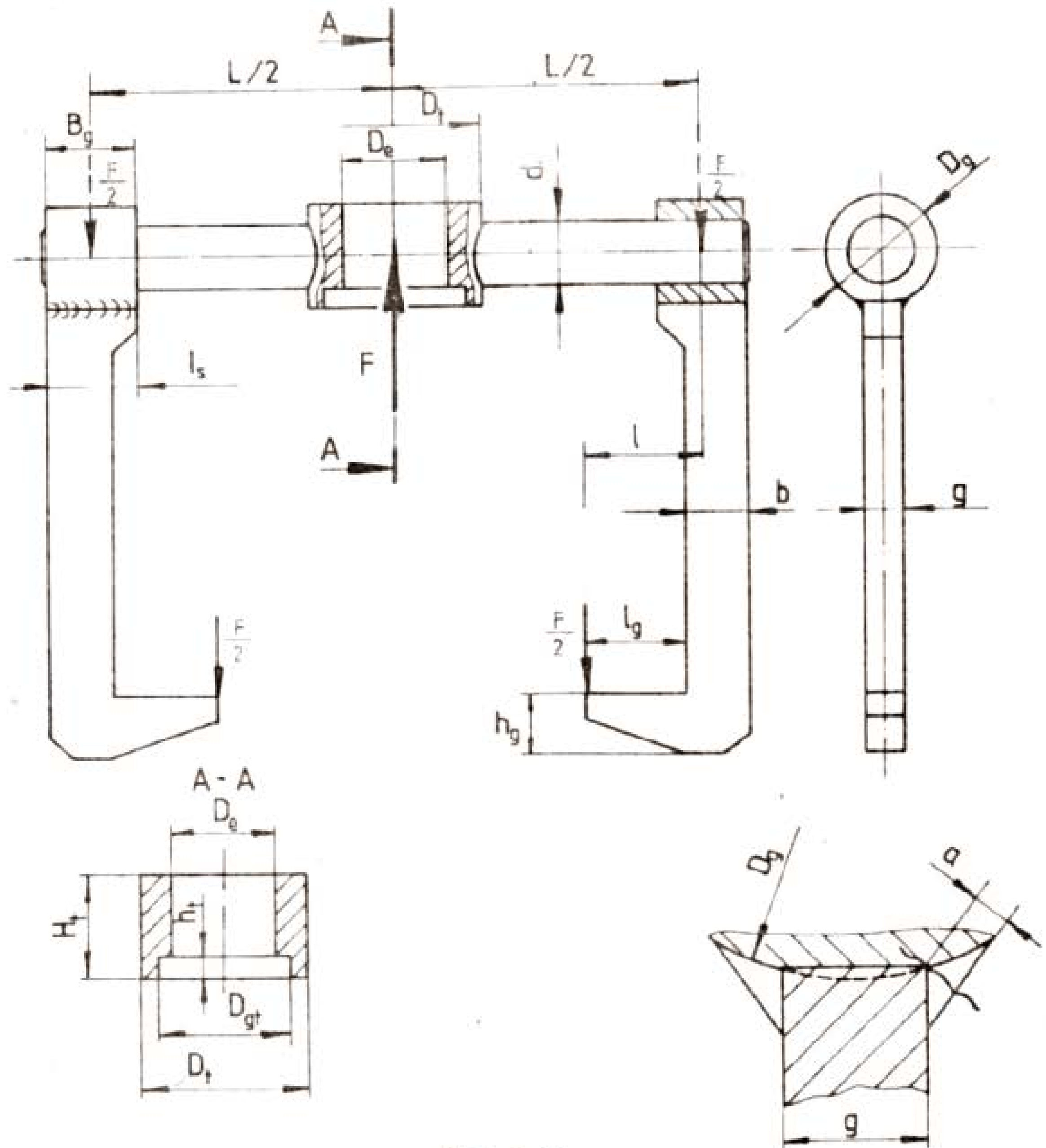



Fig. 6.12

Se pot puncta următorii <u>pași de lucru</u>.

- Se alege materialul traversei.

- Se dimensionează, din solicitarea de *încovoiere*, diametrul $d_t$ al traversei:

$$W_{nec} = \frac{\pi d_t^3}{32} = \frac{M_i}{\sigma_{ai}}; \qquad M_i = \frac{F}{2}\left(\frac{L}{2} - \frac{D_t}{2}\right) \quad \rightarrow \quad d_t$$

cota $L$ - rezultă din datele temei.

➤ Se dimensionează, sau se verifică, zona de asamblare cu piulița - **secțiunea** A-A. Solicitarea este de *încovoiere* cu: $M_i = \frac{F}{2} \cdot \frac{L}{2}$.

➤ Evident, primul pas în proiectarea corpului este de a stabili soluția de principiu (proiectarea calitativă), în raport cu cerințele și dorințele precizate în temă.

➤ Pentru o secțiune precum cea din desen este preferabil să se facă un calcul de verificare al unor dimensiuni $H_t$ și $D_t$ alese constructiv.

➤ Ghearele soluției analizate sînt confecționate prin sudare din două elemente. Porțiunea de ghidare, cu alezajul cilindric, se poate executa dintr-o țeavă iar gheara propriu-zisă din tablă.

**Observație:** *Firmele care confecționează scule execută serii relativ mari de prese de extracție, cu elemente forjate în matriță (fig. A12.15).*

➤ Se aleg materialele celor două componente.

➤ $B_g$ - lungimea de contact gheară-traversă se determină (sau se verifică) din solicitarea de *strivire*:

$$\sigma_s = \frac{\frac{F}{2}}{B_g d_t} = \sigma_{as} \quad \rightarrow \quad B_g$$

➤ $D_g$ - diametrul exterior se poate determina din solicitarea la *tracțiune* într-un plan diametral:

$$A_{min} = \frac{\frac{F}{2}}{\sigma_{at}} = 2 \cdot \frac{D_g - d_t}{2} \cdot B_g \quad \rightarrow \quad D_g$$

➤ Se caută țeava potrivită și dacă este nevoie, se ajustează dimensiunile anterior determinate.

➤ Se precizează cota $l_g$ a ghearei funcție de datele temei. La o presă de extras rulmenți, ideal ar fi ca gheara să apuce inelul interior al rulmentului.

➤ Se alege o grosime de tablă - $g$.

➤ Se determină $h_g$ din solicitarea de *încovoiere*. Dacă rezultă prea mare se alege altă grosime $g$.

1) Se face observația că dispozitivele de acest fel pot fi folosite nu numai pentru "extracție" - demontaj - ci și ca scule pentru montaj și anumite operații tehnologice

▸ Se alege $b$ (funcție de $B_g$) și se verifică corpul ghearei la solicitarea compusă de *tracțiune și încovoiere*:

$$\sigma_{max} = \sigma_t + \sigma_i$$

Dacă nu rezistă se alege altă grosime și la nevoie se modifică și $B_g$.

▸ Se proiectează îmbinarea sudată. Cele două cordoane de sudură sînt solicitate la *încovoiere și forfecare*. Este preferabil să se facă o dimensionare constructivă. Se alege înălțimea $a$ a cordoanelor de sudură și apoi se verifică:

$$\tau_{fs} = \frac{\frac{F}{2}}{2\cdot a\cdot l_{sc}}; \qquad \sigma_{is} = \frac{M_i}{W_s}; \qquad M_i = \frac{F}{2}\cdot l; \qquad W_s = 2\cdot\frac{a\cdot l_{sc}^2}{6}$$

unde: $l_{sc} = l_s - 2\cdot a$ - lungimea de calcul a îmbinării sudate; l cf fig 6.12
Aproximativ, *tensiunea echivalentă* se poate obține prin simplă adunare geometrică:

$$\sigma_{ech\,s} = \sqrt{\tau_{fs}^2 + \sigma_{is}^2} \le \sigma_{as}$$

unde $\sigma_{as}$ reprezintă tensiunea admisibilă în cordonul de sudură (v. Tabelul 6.1). Dacă îmbinarea nu rezistă se revine asupra dimensiunilor alese.

# 7. EVALUAREA RANDAMENTULUI TRANSMISIEI

În proiectarea unei mașini simple de tipul unui cric, a unei prese sau a unui dispozitiv de lucru similar, randamentul constituie un principal criteriu de evaluare tehnic-economică.

Conform definiției cunoscute:

$$\eta = \frac{L_u}{L_c} \tag{7.1}$$

$L_u$ - *lucrul mecanic util*, corespunzător unei rotații complete a elementului de antrenare, este dat de deplasarea sarcinii $F$ pe o distanță $\delta$.

$$L_u = F \cdot \delta \tag{7.2}$$

În legătură cu precizarea distanței $\delta$ se pot întîlni următoarele situații:

a) O singură cuplă șurub-piuliță orientată pe direcția deplasării sarcinii:

$$\delta = p$$

$p$ - pasul filetului;

b) Două cuple șurub-piuliță (ex. cricuri duble) orientate pe direcția deplasării sarcinii, la care în timpul acționării se produce deplasarea simultană pe ambele filete:

$$\delta = p + p'$$

unde $p$, $p'$ - sînt pasurile filetelor celor două cuple;

c) O cuplă șurub-piuliță a cărei axă nu coincide cu direcția deplasării sarcinii. Situația se întîlnește la cricurile și presele care au în structura lor mecanisme cu pîrghii (ex. cricul DACIA):

$$\delta = f(p) \tag{7.3}$$

Dependența din relația (7.3) se poate stabili printr-o analiză geometrică. Rezultatul conduce însă la concluzia că randamentul depinde de poziția mecanismului. În acest caz, apare mai potrivită o analiză globală a randamentului corespunzător ridicării sarcinii $F$ cu înălțimea $H$.

$L_c$ - *lucrul mecanic consumat*, corespunzător unei rotații complete a elementului de antrenare se estimează pe baza momentului total, $M_{tot}$, din diagramele de eforturi.

$$L_c = M_{tot} \cdot 2\pi \tag{7.4}$$

Se face și aici observația că pentru cricurile și presele la care direcția deplasării nu coincide cu axa cuplei șurubului, $M_{tot}$ este funcție de poziția mecanismului. În aceste cazuri pentru o tratare globală trebuie exprimate pierderile elementare și realizată integrarea acestora între cele două poziții extreme.

În acest moment al proiectării, valoarea calculată a randamentului trebuie să fie apreciată în raport cu dorințele sau chiar cu cerințele temei proiectului. După cum se

cunoaşte, randamentul cuplei clasice şurub-piuliţă este foarte mic (sub 50%) atunci cînd se doreşte autofrînarea. Randamentul ansamblului va fi, în general, şi mai mic căci se mai adaugă pierderi de energie prin frecări parazite şi în alte elemente.

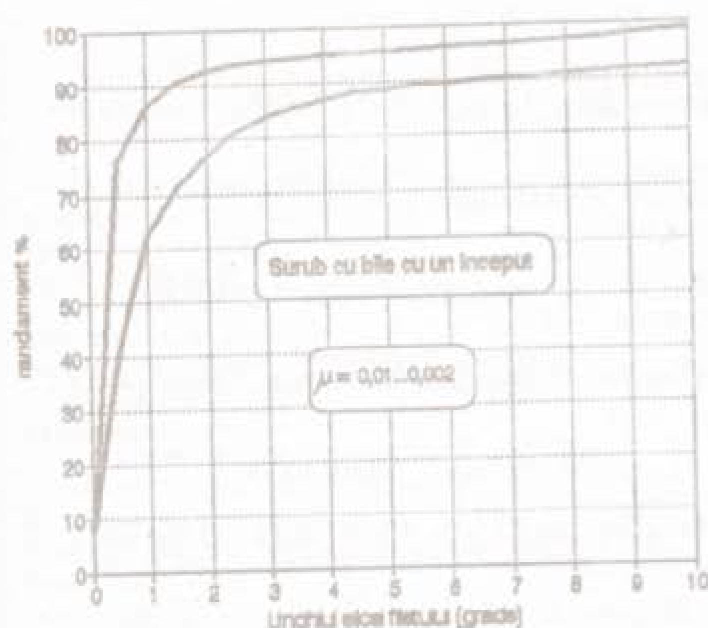



Fig. 7.1

Apreciaţi în ce măsură ar putea fi mărit randamentul soluţiei de principiu adoptate! Alte soluţii concept analizate în faza proiectării calitative ar fi putut avea un randament mai bun?

Figura 7.1. prezintă, pentru comparaţie, domeniul de variaţie al randamentului unor "şuruburi cu bile" (cuple şurub-piuliţă la care mişcarea relativă de alunecare a flancurilor se înlocuieşte cu o mişcare de rostogolire, prin interpunerea unor bile).

Răspunsul cu privire la oportunitatea utilizării unor şuruburi cu bile în construcţia cricurilor şi a preselor simple este greu de dat căci pe lîngă randament, analiza tehnic-economică trebuie să aibă în vedere şi factori precum: asigurarea autofrînării, greutatea, durabilitatea economică şi costul. Cum această analiză depăşeşte cadrul disciplinei "Organe de maşini" cerinţele proiectului de an se opresc aici.

# BIBLIOGRAFIE

DOBRE, G. şi MIRIŢĂ, E. - Sisteme tehnice cu transmisii şurub piuliţă - Îndrumar de proiectare. Institutul Politehnic Bucureşti, 1981

1. BIRGHER, Y.A., IOSILEVICI, G.B. - Rezîbovîe soedimnia. Maşinostroenie, Moskva, 1973.

2. BUNESCU, V. ş.a. - Raţionalizarea calculelor în proiectarea maşinilor. Ed. Tehnică, Bucureşti, 1965.

3. BUZDUGAN, GH. - Rezistenţa materialelor. Ed. Tehnică, Bucureşti, 1980.

4. CRUM, L.W. - Ingineria valorii. Ed. Tehnică, Bucureşti.

5. DOMŞA, AL., DOMŞA, S. - Materiale metalice în construcţia de maşini şi instalaţii. vol. I. Ed. Dacia, Cluj-Napoca, 1981.

6. DRĂGHICI, I. ş.a. - Îndrumar de proiectare în construcţia de maşini. vol. I. Ed. Tehnică, Bucureşti, 1981.

7. ENACHE, ŞT. ş.a. - Proiectarea formei pieselor în construcţia de maşini. Ed. Tehnică, Bucureşti, 1979.

8. GAFIŢANU, M. ş.a. - Organe de maşini. vol. I. Ed. Tehnică, Bucureşti, 1981.

9. JULA, A. ş.a. - Îndrumar pentru proiectul de an nr. I. Universitatea din Braşov, 1976.

10. KOLLER, R. - Eine algoritmisch physikalisch orientierte Konstruktions-Methode. În: VDI-Z, 1973, nr. 2, 4 şi 10.

11. KUZMIN, V.A. ş.a. - Kursivie proiectirovanie detalei maşin. Spravocinik pazobre. vol. II. Minsk, 1982.

12. MANEA, GH. - Organe de maşini. vol. I. Ed. Tehnică, Bucureşti, 1970.

13. MATIEŞAN, D. ş.a. - Elemente de proiectaze pentru mecanismele cu şurub şi piuliţă. Institutul Politehnic Cluj-Napoca, 1985.

14. ORLOV, P. - Fundamentals of machine design. vol. I, II, III şi IV. Mir Publishers, Moscow, 1976.

15. ZABLONSKII, K.I. - Detali maşin. "Vişa şcola", Kiev, 1985.

16. *** - CATALOG RULMENŢI

17. *** - COLECŢIA DE STANDARDE ÎN VIGOARE

18. *** - Documentaţia tehnică a firmelor: WALTER - Werkzeuge BALDUR (Austria); RENOLD LIMITED (Anglia).

**ANEXA A1**

# MĂRIMI NORMALE

## 1. DIMENSIUNI LINIARE NORMALE (Extras din STAS 75-90)

Standardul stabileşte şirurile de dimensiuni liniare normale, de uz general în construcţia de maşini, în intervalul 0,001...20000 mm. Standardul nu se referă la dimensiunile liniare determinate de condiţii tehnologice sau determinate prin calcul în funcţie de alte dimensiuni.

Utilizarea dimensiunilor liniare normale are ca scop stabilirea unor game dimensionale raţionale. Valorile din standard se vor utiliza ori de cîte ori este posibil şi raţional din punct de vedere tehnic şi economic, în special pentru stabilirea dimensiunilor importante din punctul de vedere al interschimbabilităţii sau al fabricaţiei de serie.

Şirurile de dimensiuni liniare normale reprezintă o eşalonare selectivă a numerelor normale şi a valorilor mai rotunjite ale acestora, stabilite prin STAS 282-69. La alegerea dimensiunilor, şirul Ra 5 se preferă şirului Ra 10, şirul Ra 10 se preferă şirului Ra 20, şirul Ra 20 se preferă şirului Ra 40. Este stabilit şi un şir de dimensiuni suplimentare, Ra 80, care se va utiliza în cazuri justificate, dacă dimensiunile din şirurile de bază menţionate anterior nu sînt acoperitoare.

În tabelul A1.1 se indică dimensiunile liniare normale între 10 şi 100 mm, cuprinse în standard. Pentru dimensiunile din afara acestui domeniu se pot împărţi sau înmulţi valorile din tabel cu 10, 100, 1000 etc.

Tabelul A1.1

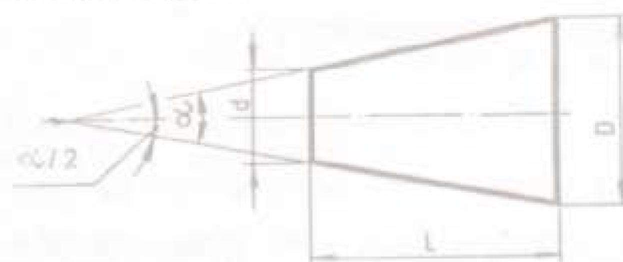
| Ra 5 | Ra 10 | Ra 20 | Ra 40 | Ra 5 | Ra 10 | Ra 20 | Ra 40 |
|---|---|---|---|---|---|---|---|
| 10 | 10 | 10 | 10 | | 32 | 32 | 32 |
| | | | 10,5 | | | | 34 |
| | | 11 | 11 | | | 36 | 36 |
| | | | 11,5 | | | | 38 |
| | 12 | 12 | 12 | 40 | 40 | 40 | 40 |
| | | | 13 | | | | 42 |
| | | 14 | 14 | | | 45 | 45 |
| | | | 15 | | | | 48 |
| 16 | 16 | 16 | 16 | | 50 | 50 | 50 |
| | | | 17 | | | | 53 |
| | | 18 | 18 | | | 56 | 56 |
| | | | 19 | | | | 60 |
| | 20 | 20 | 20 | 63 | 63 | 63 | 63 |
| | | | 21 | | | | 67 |
| | | 22 | 22 | | | 71 | 71 |
| | | | 24 | | | | 75 |
| 25 | 25 | 25 | 25 | | 80 | 80 | 80 |
| | | | 26 | | | | 85 |
| | | 28 | 28 | | | 90 | 90 |
| | | | 30 | | | | 95 |
| | | | | 100 | 100 | 100 | 100 |

## 2. UNGHIURI NORMALE. UNGHIURI DE CONURI ŞI CONICITĂŢI (Extras din STAS 2285/1-81)

Standardul stabileşte unghiurile normale de conuri şi conicităţile normale pentru piese conice lise (nu se aplică pentru filete conice, roţi dinţate conice etc.).

Stabilirea unor game preferențiale de unghiuri și conicități are ca scop reducerea sortimentului de scule și mijloace de măsurare necesare fabricării pieselor conice. Valorile din standard vor fi utilizate ori de cîte ori condițiile funcționale sau tehnologice nu impun alte valori.

Șirurile 1 și 2 din tabelul A1.2 vor fi utilizate în această ordine de preferință. În standard se indică de asemenea unghiurile și conicitățile de uz special (nu sînt redate în acest extras).




Conicitatea:

$$C = \frac{D-d}{L} = 2tg\frac{\alpha}{2} = \frac{1}{\frac{1}{2}ctg\frac{\alpha}{2}}$$

Fig. A1.1

Tabelul A1.2

| Șirul 1 | Șirul 2 | Șirul 1 | Șirul 2 | Șirul 1 | Șirul 2 |
|---|---|---|---|---|---|
| 120 | | 1:3 | | | 1:12 |
| 90 | | | 1:4 | | 1:15 |
| | 75 | 1:5 | | 1:20 | |
| 60 | | | 1:6 | | 1:30 |
| 45 | | | 1:7 | 1:50 | |
| 30 | | | 1:8 | 1:100 | |
| 1:3 | | 1:10 | | 1:200 | |

## 3. RAZE NORMALE DE RACORDARE (Extras din STAS 406-85)

Standardul stabilește șirurile de valori pentru razele normale de racordare, în intervalul de la 0,1 la 250 mm. Standardul nu se referă la razele de racordare obținute în perioada operațiilor intermediare de fabricație a pieselor.

Tabelul A1.3

| Șirul I | Șirul II | Șirul I | Șirul II |
|---|---|---|---|
| 0,1 | 0,1 | 4 | 4 |
| | 0,12 | | 5 |
| 0,16 | 0,16 | 6 | 6 |
| | 0,20 | | 8 |
| 0,25 | 0,25 | 10 | 10 |
| | 0,30 | | 12 |
| 0,40 | 0,40 | 16 | 16 |
| | 0,50 | | 12 |
| 0,60 | 0,60 | 25 | 25 |
| | 0,80 | | 32 |
| 1,00 | 1,00 | 40 | 40 |
| | 1,20 | | 50 |
| 1,6 | 1,60 | 63 | 63 |
| | 2,00 | | 80 |
| 2,50 | 2,50 | 100 | 100 |

Dacă din motive funcţionale sau tehnologice sînt necesare alte valori decît cele standardizate, acestea se vor stabili prin documentaţia tehnică a produsului.

Şirurile de valori prezentate în tabelul A1.3 reprezintă o eşalonare selectivă a dimensiunilor liniare stabilite prin STAS 75-90. Şirul I este preferenţial.

## 4. RUGOZITĂŢI NORMALE (Extras din STAS 5730/2-85)

În STAS 5730/2-85 se stabilesc parametrii de rugozitate, precum şi regulile generale privind alegerea şi specificarea rugozităţii suprafeţei.

În tabelul A1.4 se prezintă în extras o parte din gama de valori numerice recomandate a fi utilizate pentru specificarea parametrilor de rugozitate. Valorile din şirul 1 sînt preferenţiale.

Tabelul A1.4

| Şirul I | Şirul II | Şirul I | Şirul II |
|---|---|---|---|
| 0,100 | 0,100 | | 4,0 |
| | 0,125 | | 5,0 |
| | 0,160 | 6,3 | 6,3 |
| 0,2 | 0,20 | | 8,0 |
| | 0,25 | | 10,0 |
| | 0,32 | 12,5 | 12,5 |
| 0,4 | 0,40 | | 16,0 |
| | 0,50 | | 20 |
| | 0,63 | 25 | 25 |
| 0,8 | 0,80 | | 32 |
| | 1,0 | | 40 |
| | 1,25 | 50 | 50 |
| 1,60 | 1,60 | | 63 |
| | 2,0 | | 80 |
| | 2,5 | 100 | 100 |
| 3,2 | 3,2 | | |

La alegerea şi prescrierea rugozităţii unei suprafeţe este necesar să se aibă în vedere influenţa rugozităţii atît asupra caracteristicilor funcţionale ale produsului (precizie dimensională, funcţionare, durabilitate, rezistenţă, aspect etc.), cît şi influenţa asupra economicităţii produsului respectiv.

În STAS 5730/2-85 se prezintă de asemenea aspecte ale corelaţiei rugozităţii cu caracteristicile funcţionale ale produselor, exemple de alegere a rugozităţii în construcţia de maşini, corelaţia informativă dintre rugozitate şi precizia dimensională precum şi valori informative ale rugozităţii suprafeţei obţinute prin diferite procedee tehnologice.

În tabelul A1.5 este redat un extras sumar din standardul menţionat, privind corelaţia rugozitate-procedeu tehnologic.

Tabelul A1.5

| Procedeul tehnologic | Ra [µm] | Procedeul tehnologic | Ra [µm] |
|---|---|---|---|
| Turnare în forme de nisip | 12,5...100 | Mortezare | 1,6..12,5 |
| Turnare în forme coajă | 3,2...100 | Găurire | 6,3...12,5 |
| Turnare de precizie | 1,6...12,5 | Alezare | 0,8...3,2 |
| Matriţare | 1,6...12,5 | Frezare | 1,6...12,5 |
| Tăiere cu flacără | 6,3...12,5 | Rectificare | 0,2...1,6 |
| Debitare | 3,2...12,5 | Honuire | 0,025...0,8 |
| Strunjire longitudinală | 0,8...12,5 | Superfinisare | 0,025...0,2 |
| Strunjire plană | 1,6...12,5 | Electroeroziune | 0,8...6,3 |
| Rabotare | 1,6...25 | Rulare | 0,2...1,6 |

ANEXA A2

# MATERIALE ŞI SEMIFABRICATE

## 1. OŢELURI

Principalele caracteristici mecanice ale celor mai utilizate oţeluri în construcţia de maşini sînt prezentate în tabelul A2.1.

Tabelul A2.1

| Materialul | STAS | Simbolul | Tratament termic | Caracteristici mecanice [N/mm²] | |
|---|---|---|---|---|---|
| | | | | Limita de curgere $R_{p0,2}$ | Rezistenţa la rupere la tracţiune $R_m$ |
| Oţeluri de uz general pentru construcţii | 500/2-80 | OL 34 | N | 190-210 | 330-410 |
| | | OL 37 | N | 210-240 | 360-440 |
| | | OL 42 | N | 230-260 | 410-490 |
| | | OL 50 | - | 270-290 | 490-610 |
| | | OL 60 | - | 310-330 | 590-710 |
| | | OL 70 | - | 340-360 | min.690 |
| Oţeluri carbon de calitate pentru tratament termic de: cementare / îmbunătăţire | 880-88 | OLC 10 | N | 206 | min. 321 |
| | | OLC 15 | N | 225 | min. 373 |
| | | OLC 20 | N | 250 | min. 410 |
| | | | CR | 300 | 500-650 |
| | | OLC 25 | N | 270 | min. 450 |
| | | | CR | 320 | 500-650 |
| | | OLC 35 | N | 310 | min. 530 |
| | | | CR | 370 | 600-750 |
| | | OLC 45 | N | 360 | min. 610 |
| | | | CR | 430 | 630-800 |
| | | OLC 55 | N | 390 | min. 670 |
| | | | CR | 500 | 750-900 |
| | | OLC 60 | N | 400 | min. 700 |
| | | | CR | 520 | 800-950 |
| Oţel carbon turnat în piese (grupa 4) | 600-82 | OT 400 | N | min. 200 | min. 390 |
| | | OT 450 | N | min. 240 | min. 440 |
| | | OT 500 | N | min. 270 | min. 490 |
| | | OT 550 | N | min. 310 | min. 540 |
| | | OT 600 | N | min. 340 | min. 590 |
| | | OT 700 | N | min.410 | min. 690 |

| Materialul | STAS | Simbolul | Tratament termic*) | Caracteristici mecanice [N/mm²] | |
|---|---|---|---|---|---|
| | | | | Limita de curgere $R_{p\,0,2}$ | Rezistența la rupere la tracțiune $R_m$ |
| Oțeluri aliate pentru tratament termic | 791-88 | 40Cr10 | CR | 780 | min.980 |
| | | 40BCr10 | CR | 735 | min. 930 |
| | | 34MoCr11 | CR | 650 | 900-1100 |
| | | 42MoCr11 | CR | 750 | 1000-1200 |
| | | 35MnSi13 | CR | 680 | min. 880 |
| | | 20MnCrSi11 | CR | 635 | min. 780 |
| Oțeluri pentru țevi fără sudură (de uz general) | 8183-80 | OLT 35 | - | min. 230 | min. 340 |
| | | OLT 45 | N | min. 250 | min. 440 |
| | | OLT 65 | N | min. 370 | min. 640 |

*) C - călire; R - revenire înaltă; N - normalizare.

*Observație*: Acolo unde în standard sînt prevăzute mai multe valori ale caracteristicilor mecanice, pentru aceeași marcă, în funcție de diametrul epruvetei, în tabel s-a trecut valoarea corespunzătoare epruvetei cu diametrul d=16...40 mm.

## 2. FONTE

### 2.1. FONTĂ rezistentă la uzare în condiții de frecare cu ungere, turnată în piese (Extras din STAS 6707-79)

Tabelul A2.2 prezintă condițiile de utilizare recomandate pentru piesele turnate din aceste fonte, denumite și fonte antifricțiune.

Tabelul A2.2

| Grupa | Marca fontei | Presiunea de contact (p) N/mm² | Viteza periferică (v) m/s | Produsul (pv) Nm/mm²s | Duritatea Brinell HB |
|---|---|---|---|---|---|
| Fontă cenușie cu grafit lamelar (simbol Fc) | FcA 1 | 2,5 | 5,0 | 10,0 | 180...260 |
| | | 9,0 | 0,2 | 1,8 | |
| | FcA 2 | 9,0 | 0,2 | 1,8 | 180...229 |
| | | 0,1 | 3,0 | 0,3 | |
| | FcA 3 | 6,0 | 0,75 | 4,5 | 160...190 |
| | FcA 4 | 20,0 | 1,0 | 20,0 | 180...290 (turnată) |
| | | 30,0 | 0,42 | 12,5 | 140...180 (după călire) |
| Fontă cu grafit nodular (simbol Fgn) | FgnA 1 | 10,0 | 8,0 | 8,0 | 210...260 |
| | | 20,0 | 1,0 | 20,0 | |
| | FgnA 2 | 0,5 | 5,0 | 2,5 | 167...197 |
| | | 12,0 | 1,0 | 12,0 | |

| Grupa | Marca fontei | Presiunea de contact (p) $N/mm^2$ | Viteza periferică (v) m/s | Produsul (pv) $Nm/mm^2s$ | Duritatea Brinell HB |
|---|---|---|---|---|---|
| Fontă maleabilă (simbol Fm) | FmA 1 | 20,0 | 2,0 | 20,0 | 187...262 |
| | FmA 2 | 0,5 | 5,0 | 2,5 | 167...197 |
| | | 12,0 | 1,0 | 12,0 | |

Destinaţie: Mărcile FcA 3, FgnA 2 şi FmA 2 sînt destinate pieselor în contact cu arbori netrataţi termic. Celelalte mărci se utilizează pentru piese în contact cu arbori trataţi termic.

Observaţie: *Standardul 6707-79 nu prezintă caracteristici mecanice.*

## 2.2. FONTĂ maleabilă, turnată în piese (Extras din STAS 569-79)

Tabelul A2.3 prezintă unele din caracteristicile fontelor maleabile. Valorile din tabel corespund unui diametru al epruvetei de 15 mm.

Tabelul A2.3

| Grupa | Marca fontei | Rezistenţa la rupere la tracţiune $R_m$ $N/mm^2$ (min) | Limita de curgere $R_{p\,0,2}$ $N/mm^2$ (min) | Alungirea la rupere $A_5$ [%] | Duritatea Brinell max. |
|---|---|---|---|---|---|
| Fontă maleabilă cu inimă albă | Fma 350* | 360 | - | 3 | 240 |
| | Fma 400* | 420 | 230 | 3 | 220 |
| Fontă maleabilă cu inimă neagră | Fmn 300 | 300 | - | 6 | 160 |
| | Fmn 320 | 320 | - | 8 | 100 |
| | Fmn 350 | 350 | 170 | 10 | 150 |
| | Fmn 370 | 370 | 190 | 12 | 150 |
| Fontă maleabilă perlitică | Fmp 450* | 450 | 260 | 6 | 220 |
| | Fmp 500 | 500 | 300 | 5 | 240 |
| | Fmp 550 | 550 | 330 | 4 | 260 |
| | Fmp 600 | 600 | 360 | 3 | 270 |
| | Fmp 650 | 650 | 390 | 3 | 270 |
| | Fmp 700 | 700 | 500 | 2 | 280 |

*) Se execută numai cu acordul producătorului.

## 2.3. FONTĂ turnată în piese pentru maşini-unelte (Extras din STAS 8541-86)

Structura masei metalice de bază a fontelor pentru maşini-unelte este perlitică sau perlito-feritică. Pe suprafeţele de ghidare ce urmează a fi tratate prin curenţi de înaltă frecvenţă (CIF), masa metalică este perlitică iar procentul de ferită trebuie să nu depăşească 5%. Grafitul se prezintă sub formă de lamele.

Caracteristicile mecanice sînt prezentate în tabelul A2.4.

Tabelul A2.4

| Marca fontei | Grosimea peretelui piesei, mm (min) | Rezistența la tracțiune $R_m$ N/mm² (min) | Rezistența la încovoiere $R_i$ N/mm² (min) | Rezistența la compresiune*) N/mm² (min) | Modulul de elasticitate*) E N/mm² |
|---|---|---|---|---|---|
| FcX 200 | 6 | 200 | 390 | 740 | $90 \times 10^3$ |
| FcX 250 | 6 | 250 | 440 | 880 | $105 \times 10^3$ |
| FcX 300 | 10 | 300 | 490 | 980 | $120 \times 10^3$ |
| FcX 350 | 10 | 350 | 540 | 1130 | $130 \times 10^3$ |

*) Valori informative

## 2.4. FONTĂ cenușie cu grafit lamelar turnată în piese (Extras din STAS 568-82)

Caracteristicile mecanice ale fontelor cenușii cu grafit lamelar sînt prezentate în tabelul A2.5.

Tabelul A2.5

| Marca fontei | Diametrul probei brut turnate, d, mm | Rezistența la tracțiune $R_m$ N/mm² (min) | Rezistența la încovoiere, $R_i$ N/mm² (min) | Duritatea Brinell, HB (informativ) |
|---|---|---|---|---|
| Fc 100 | 13 | 140 | - | 100...150 |
| | 20 | 120 | - | |
| | 30 | 100 | - | |
| Fc 150 | 13 | 230 | 330 | 140...190 |
| | 20 | 180 | 310 | |
| | 30 | 150 | 290 | |
| | 45 | 110 | 260 | |
| Fc 200 | 13 | 270 | 400 | 170...210 |
| | 20 | 230 | 380 | |
| | 30 | 200 | 350 | |
| | 45 | 160 | 320 | |
| Fc 250 | 13 | 320 | - | 180...240 |
| | 20 | 270 | 450 | |
| | 30 | 250 | 410 | |
| | 45 | 210 | 380 | |
| Fc 300 | 20 | 320 | - | 200...260 |
| | 30 | 300 | 470 | |
| | 45 | 250 | 440 | |

| Marca fontei | Diametrul probei brut turnate, d, mm | Rezistența la tracțiune $R_m$ N/mm² (min) | Rezistența la încovoiere, $R_i$ N/mm² (min) | Duritatea Brinell, HB (informativ) |
|---|---|---|---|---|
| Fc 350* | 20 | 370 | - | 210...280 |
| | 30 | 350 | 530 | |
| | 45 | 330 | 500 | |
| Fc 400* | 30 | 400 | 590 | 230...300 |
| | 45 | 350 | 560 | |

*) Se livrează cu acordul producătorului.

Indicații privind alegerea mărcii de fontă cenușie

Caracteristicile mecanice ale mărcilor prezentate depind de grosimea peretelui piesei turnate. Informativ, se poate avea în vedere următoarea dependență între grosimea peretelui piesei turnate și diametrul probei brut turnate (tabelul A2.6).

Relațiile dintre rezistența la tracțiune și grosimea peretelui piesei turnate sînt prezentate tot informativ în figura A2.1.

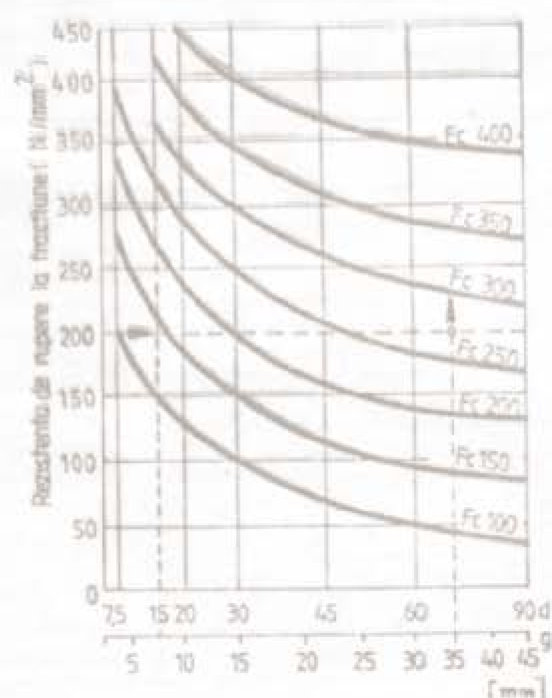



Fig. A2.1

Exemplu: Pentru a obține rezistența minimă la tracțiune de 200 N/mm² la o piesă cu grosimea peretelui, g=35 mm, se poate folosi marca Fc 300 (prima curbă deasupra punctului de întîlnire a celor două drepte ajutătoare, în fig. A2.1.

Tabelul A2.6

| Grosimea peretelui g, mm | Diametrul probei brut turnată d, mm |
|---|---|
| 5,1 ... 8 | 13 |
| 8,1 ... 13 | 20 |
| 13,1 ... 25 | 30 |
| Peste 25 | 45 |

## 2.5. FONTĂ cu grafit nodular turnată în piese (Extras din STAS 6071-82)

Fonta cu grafit nodular este o fontă cu caracteristici mecanice superioare, al cărei grafit se prezintă sub forma nodulară (sferoidală), ocupînd majoritatea secțiunii cuprinse în cîmpul microscopic (min. 70%).

Caracteristicile mecanice şi de structură ale mărcilor de fontă cu grafit nodular sînt prezentate în tabelul A2.7.

Tabelul A2.7

| Marca fontei | Grosimea peretelui piesei mm | Rezistenţa de rupere la tracţiune $R_m$ N/mm² (min) | Limita de curgere convenţională $R_{p0,2}$ N/mm² (min) | Alungirea la rupere $A_5$ % | Structura |
|---|---|---|---|---|---|
| Fgn 370-17 | 30-60 | 360 | 220 | 16 | ferită |
| | 60-200 | 330 | 210 | 14 | |
| Fgn 400-12 | 30-60 | 390 | 250 | 11 | ferită |
| | 60-200 | 370 | 240 | 10 | |
| Fgn 450-5 | 30-60 | 420 | 300 | 5 | perlită şi ferită |
| | 60-200 | 400 | 290 | 4 | |
| Fgn 500-7 | 30-60 | 450 | 300 | 7 | perlită şi ferită |
| | 60-200 | 420 | 290 | 5 | |
| Fgn 600-2 | 30-60 | 600 | 360 | 2 | perlită şi ferită |
| | 60-200 | 550 | 340 | 1 | |
| Fgn 700-2 | 30-60 | 700 | 400 | 2 | perlită |
| | 60-200 | 650 | 380 | 1 | |
| Fgn 800-2 | 30-60 | 800 | 430 | 2 | perlită sau structură de revenire |
| | 60-200 | 750 | 400 | 1 | |

## 2.6. FONTĂ cu grafit vermicular turnată în piese (Extras din STAS 12443-86)

Caracteristicile mecanice şi de structură sînt prezentate în tabelul A2.8.

Tabelul A2.8

| Marca fontei | Rezistenţa la tracţiune $R_m$ N/mm² (min) | Alungirea la rupere $A_5$ % | Limita la curgere convenţională $R_{p0,2}$ N/mm² (min) | Duritatea Brinell HB | Microstructura masei metalice |
|---|---|---|---|---|---|
| Fgv 300 | 300 | 2 | 200 | 130...180 | preponderent ferită |
| Fgv 350 | 350 | 1 | 240 | 160...240 | ferito-perlitică |
| Fgv 400 | 400 | 1 | 280 | 200...280 | preponderent perlitică |

## 3. MATERIALE NEFEROASE

Se prezintă principalele mărci de aliaje neferoase cu caracteristicile mecanice standardizate, posibil de utilizat şi în construcţia piuliţelor transmisiilor cu şurub.

Tabelul A2.9 prezintă caracteristicile mecanice şi utilizările principale ale unor aliaje cupru-staniu turnate în piese (Extras din STAS 197/2-83).

Tabelul A2.10 prezintă caracteristicile mecanice ale unor aliaje cupru-zinc turnate

în piese (Extras din STAS 199/2-86).

Tabelul A2.11 prezintă caracteristicile mecanice ale unor aliaje cupru-aluminiu turnate în piese (Extras din STAS 198/2-81)

Tabelul A2.9

| Marca aliajului | Mod de turnare | Rezistența de rupere la tracțiune $R_m$ N/mm² | Indicații de utilizare |
|---|---|---|---|
| CuSn14 | N<br>C | 220<br>230 | Organe de mașini supuse la uzură.<br>Lagăre pentru mașini unelte.<br>Piese pentru aparatură hidraulică supuse la presiuni mari, fără șocuri. |
| CuSn12 | N<br>C | 220<br>250 | Cuplaje, piese de articulație, roți melcate, roți dințate elicoidale, piulițele șurubului conducător, diferite organe de mașini solicitate la sarcini statice și de alunecare, profile. |
| CuSn12Ni | N<br>F<br>TC | 260<br>280<br>280 | Aliaj cu foarte bună rezistență la uzură la coroziune (și în apă de mare) și la cavitație. Piese de articulație și cuplaje puternic solicitate, piulițele șurubului conducător solicitat la sarcini dinamice, sectoare melcate și elicoidale solicitate la viteze mari, armături, carcase de pompe, statoare, rotoare, palete pentru turbine de apă și pompe. |
| CuSn10 | N | 220 | Comportare bună în apă de mare.<br>Diverse organe de mașini și armături speciale, carcase de pompe, rotoare, statoare și palete pentru pompe și turbine de apă. |
| CuSn10Zn2 | N<br>F<br>TC | 220<br>260<br>260 | Cuzineți de alunecare, cuplaje de solicitare medie, roți melcate cu viteză mică de alunecare, calandri pentru industria hîrtiei, sectoare melcate cu viteză mică de alunecare, piulițele șurubului conducător cu solicitare medie. |
| CuSn9Zn5 | N<br>F<br>TC | 220<br>240<br>240 | Lagăre pentru material rulant și armături de presiune. |
| CuSn6Zn4 Pb4 | N<br>F<br>TC | 180<br>200<br>200 | Cuzineți pentru lagăre axiale și pentru cuplaje, lagăre de alunecare pentru diferite construcții de mașini (care lucrează la presiuni pînă la 40 MPa).<br>Bucșe pentru bolțuri la pistoane (presiuni pînă la 40 MPa), piese pentru mașini-unelte, inele și șaibe de fricțiune.<br>Comportare bună în apă de mare.<br>Armături pentru apă și vapori (temperaturi de lucru pînă la 225°C), carcase de pompe solicitate normal și piese complexe cu pereți subțiri. |
| CuSn5Zn5 Pb5 | N<br>C<br>F<br>TC | 180<br>200<br>230<br>230 | |
| CuSn4Zn4 Pb17 | N<br>TC | 170<br>200 | Piese care lucrează la frecare și lagăre solicitate la sarcini relativ mici. |
| CuSn3Zn11 Pb4 | N<br>TC | 200<br>220 | Armături diverse, bucșe. |

Observații:
1. Literele din coloana "Modul de turnare" au următoarele semnificații:
N - turnate în forme obținute din amestec de formare;
C - turnate în forme metalice;
F - turnate centrifugal;
TC - turnate continuu.
2. Caracteristicile mecanice din tabelul A2.9 se referă la piesele netratate termic.
3. Valorile din tabel sînt minime.

Tabelul A2.10

| Marca aliajului | Procedeul de turnare* | Rezistența la rupere la tracțiune, $R_m$ N/mm² | Duritatea Brinell HB |
|---|---|---|---|
| CuZn40PbSnT | P | 280 | 80 |
| | C | 280 | 80 |
| CuZn38Pb2Mn2T | C | 350 | 80 |
| | N | 250 | 70 |
| CuZn35Mn2FeAlNiT | C | 400 | 90 |
| | N | 350 | 80 |
| CuZn30Al5Fe3Mn2T | N | 500 | 110 |

*) P - turnare sub presiune, C - turnare în forme metalice, N - turnare în amestec de formare.

Tabelul A2.11

| Marca aliajului | Procedeul de turnare* | Rezistența la rupere la tracțiune, $R_m$ N/mm² | Duritatea Brinell HB |
|---|---|---|---|
| CuAl9T | N | 340 | 80 |
| | C | 390 | 90 |
| | F, TC | 390 | 90 |
| CuAl10Fe3T | N | 440 | 90 |
| | C | 490 | 100 |
| | F, TC | 490 | 100 |

*) F - turnare centrifugala, C - turnare în formă metalică, N - turnare în amestec de formare, TC - turnare continuă.

Observații:
1. Caracteristicile mecanice se referă la piese netratate termic.
2. Caracteristicile mecanice depind de procedeul de turnare care este specificat pentru fiecare marcă.

## 4. SEMIFABRICATE

### 4.1. TABLE de oțel mijlocii și groase, de uz general (Extras din STAS 437-87)

Standardul stabilește dimensiunile tablelor mijlocii și groase, laminate la cald, din oțel carbon și oțel aliat (STAS 500/2-80, 880-88, 791-88), cu grosimi de la 3 mm pînă la 150 mm.

Notarea se face indicînd în ordine: dimensiunile - grosime x lăţime x lungime -, numărul prezentului standard şi separată printr-o linie oblică, marca de oţel.

Exemplu de notare:

20 x 2000 x 2000 STAS 437-87/OL50 STAS 500/2-88

Dimensiunile acestor table sînt:

Grosimi [mm]: 3; 4; 5; 6; 7; 8; 9; 10; 12; 14; 15; 16; 18; 20; 22; 25; 30; 35; 40; 45; 50; 55; 60; 65; 70; 75; 80; 85 90; 100; 120; 130; 140; 150.

Lăţimi [mm]: 1000, 1250, 1500, 1800, 2000, 2200, 2400, 2800, 3000, 3600, 4000.

Lungimile sînt livrate între 1 m şi 12 m.

Abaterile limită la grosimi sînt prescrise funcţie de grosimea şi lăţimea tablei. În tabelul A4.12 se prezintă valorile acestor abateri pentru lăţimea tablei între 1500 mm şi 2000 mm.

Tabelul A2.12

| Grosime b | | | | | | | | | | | |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| Peste | 3 | 5 | 8 | 12 | 25 | 40 | 60 | 80 | 100 | 120 |
| pînă la | 5 | 8 | 12 | 25 | 40 | 60 | 80 | 100 | 120 | 150 |
| Abateri limită [mm] | +0,25<br>-0,60 | +0,30<br>-0,70 | +0,35<br>-0,80 | +0,40<br>-0,90 | +0,60<br>-1,20 | +0,80<br>-1,40 | +0,90<br>-2,30 | +1,10<br>-2,80 | +1,60<br>-3,50 | +2,10<br>-4,20 |

## 4.2. OŢEL LAT (Extras din STAS 395-88)

Standardul se referă la oţelul lat, laminat la cald, din oţel carbon sau oţel aliat cu lăţimi cuprinse între 20 şi 150 mm şi grosimi între 5 şi 50 mm (fig. A2.2).

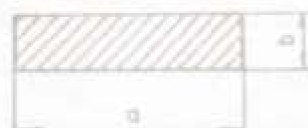


Fig. A2.2

Şirul lăţimilor, a, este: 20; 25; 30; 35; 40; 45; 50; 55; 60; 70; 80; 90; 100; 110; 120; 130; 140; 150.

Corelarea dintre cele două dimensiuni ale semifabricatului sînt redate în tabelul A2.13.

Abaterile limită admise sînt prezentate în tabelul A2.13, pentru grosimea b şi în tabelul A2.14, pentru lăţimea a.

Notarea se face indicînd în ordine: simbolul LT, lăţimea x grosimea, numărul prezentului standard, urmate de o linie oblică şi marca oţelului şi numărul standardului respectiv.

Exemplu de notare:

LT 80x16 STAS 395-88/ STAS 500/2-80

Tabelul A2.1[illegible]

| Grosimea h | 5 | 6 | 8 | 10 | 12 | 14 | 16 | 18 | 20 | 25 | 30 | 40 | 50 |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| Lăţimea (de la | 20 | 20 | 20 | 20 | 25 | 25 | 25 | 30 | 30 | 40 | 45 | 90 | 100 |
| pînă la) | 60 | 150 | 150 | 150 | 150 | 150 | 150 | 150 | 150 | 150 | 150 | 150 | 120 |
| Abateri limită | +0,3<br>-0,5 | | | | | | +0,4<br>-0,6 | | +0,4<br>-0,7 | +0,7<br>-1,0 | +0,9<br>-1,1 | +1,0<br>-1,7 | +1,[illegible]<br>-1,[illegible] |

**Observaţie:** *Din tabel se vor exclude următoarele dimensiuni: 6x90; 6x110; 8x[illegible] 16x30; 18x35; 18x45; 18x55; 18x110*

Tabelul A2.14

| Lățimea | 20;25 | 30÷55 | 60 | 70 | 80 | 90 | 100 | 110 | 120 | 130 | 140 | 150 |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| Abateri limită | +0,6<br>-1,0 | +0,7<br>-1,1 | +0,9<br>-1,2 | +1,0<br>-1,4 | +1,2<br>-1,6 | +1,2<br>-1,7 | +1,3<br>-1,8 | +1,6<br>-2,2 | +1,7<br>-2,3 | +2,0<br>-2,6 | +2,0<br>-2,8 | +2,1<br>-2,9 |

## 4.3. OȚEL HEXAGONAL (Extras din STAS 7828-78)

Standardul 7828-78 se referă la oțelul laminat la cald, cu secțiune hexagonală (fig. A2.3), pentru scopuri generale, executat din oțeluri carbon sau oțeluri aliate.




Fig. A2.3

Dimensiunea caracteristică este deschiderea cheii, S, ce se realizează cu următoarele valori: 8, 9, 10, 11, 12, 13, 14, 15, 16, 17, 18, 19, 20, 21, 22, 23, 24, 26, 27, 29, 30, 32, 34, 36, 38, 40, 43, 45, 48, 52, 57, 63, 67, 72.

Abaterile limită la deschiderea cheii, S, sînt prezentate în tabelul A2.15.

Notarea se face prin indicarea simbolului 6L, a mărimii deschiderii cheii și a numărului prezentului standard, separate printr-o linie oblică de marca de oțel și numărul standardului respectiv.

Exemplu de notare:

6L 24 STAS 7828-78/OL50 STAS 500/2-80

Tabelul A2.15

| Deschidere | 8÷13 | 14÷20 | 21÷26 | 27÷29 | 30÷36 | 38÷48 | 52÷63 | 67÷72 |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| Abateri limită | ±0,3 | ±0,4 | ±0,5 | ±0,6 | ±0,7 | ±0,8 | ±1 | ±1,2 |

## 4.4. OȚEL PĂTRAT (Extras din STAS 334-88)

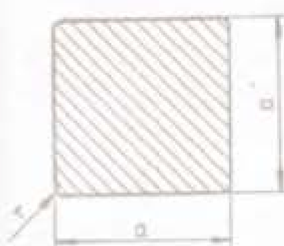



Fig. A2.4

Standardul 334-88 se referă la oțelul pătrat laminat la cald (fig. A2.4), avînd latura, a, cuprinsă între 8 și 70 mm inclusiv, realizat din oțel carbon sau oțel aliat.

Dimensiunile și abaterile limită normale sînt prezentate în tabelul A2.16.

Notarea se face indicînd în ordine: simbolul 4L, mărimea laturii, numărul prezentului standard, separate printr-o linie oblică de marca oțelului și numărul standardului respectiv.

Exemplu de notare:

4L 25 STAS 334-88/OL70 STAS 500/2-88

Tabelul A2.16

<table>
<tr><td>Latura, a</td><td>8</td><td>10</td><td>12</td><td>14</td><td>16</td><td>18</td><td>20</td><td>22</td><td>25</td><td>28</td></tr>
<tr><td>Abateri limită [mm]</td><td colspan="6">+0,3<br>-0,5</td><td colspan="4">+0,4<br>-0,5</td></tr>
<tr><td>Raza $r_{max}$</td><td colspan="3">1,0</td><td colspan="4">1,5</td><td colspan="3">2</td></tr>
</table>

<table>
<tr><td>Latura, a</td><td>30</td><td>32</td><td>36</td><td>38</td><td>40</td><td>45</td><td>50</td><td>56</td><td>60</td><td>65</td><td>70</td></tr>
<tr><td>Abateri limit [mm]</td><td colspan="6">+0,5<br>-0,7</td><td colspan="2">+0,6<br>-1,0</td><td colspan="3">+0,7<br>-1,1</td></tr>
<tr><td>Raza $r_{max}$</td><td>2</td><td colspan="5">2,5</td><td colspan="2">3</td><td colspan="3">4</td></tr>
</table>

## 4.5. OŢEL ROTUND (Extras din STAS 333-87)

Standardul 333-87 se referă la oţelul laminat la cald, avînd diametrul cuprins între 10 şi 300 mm inclusiv, realizat din oţel carbon sau oţel aliat.

Abaterile limită corespunzătoare clasei normale N sînt prezentate în extrasul din tabelul A2.17.

Notarea se face indicînd în ordine: simbolul ϕ, valoarea diametrului, clasa de abateri limită (N sau R), numărul prezentului standard, separate printr-o linie oblică de marca oţelului şi numărul standardului respectiv.

Exemplu de notare:

ϕ 40 N STAS 333-87/OL37 STAS 500/2-80

Diametrele prevăzute în standard sînt: 10, 11, 12, 13, 14, 15, 16, 17, 18, 19, 20, 21, 22, 23, 24, 25, 26, 27, 28, 29, 30, 32, 34, 35, 36, 37, 38, 40, 42, 44, 45, 48, 50, 53, 56, 60, 65, 70, 75, 78, 80, 85, 90, 95, 100, 110, 120, 130, 140, 150, 160, 170, 180, 200, 220, 250, 270, 300.

Tabelul A2.17

| Diametrul | 10÷25 | 26÷48 | 50÷56 | 60÷75 | 78÷90 | 95÷110 | 120÷150 | 160÷200 | 220÷300 |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| Abateri limită | +0,3<br>-0,6 | +0,3<br>-0,9 | +0,5<br>-1,2 | +0,6<br>-1,3 | +0,6<br>-1,5 | +1,0<br>-1,9 | +1,2<br>-2,2 | +1,5<br>-2,7 | +2,0<br>-3,5 |

## 4.6. ŢEVI (Extras din STAS 404/1-87)

Standardul 404/1-87 se referă, printre altele, la ţevile fără sudură, din oţel nealiat sau aliat, laminate sau reduse la cald, de uz general.

Dimensiunile ţevilor cu diametrul exterior mai mic de 650 mm sînt prezentate în tabelul A2.18.

Şirul grosimilor de perete [mm]: 3; 3,5; 4; 5; 6; 8; 10; 12; 14; 16; 18; 20; 22; 24; 26; 28; 30; 32; 34; 36; 40; 45; 50.

Abaterile limită la diametrul exterior şi la grosimea peretului sînt prezentate în tabelul A2.19.

Notarea ţevilor cuprinde denumirea, clasa de execuţie, dimensiunile (diametrul exterior x grosimea peretelui), lungimea, marca oţelului separate printr-o linie oblică şi numarul prezentului standard.

Exemplu de notare:

Ţeavă A / 70x3 / OLT35 / STAS 404/1-87

Tabelul A2.18

| | | | | | | | | | | | | | |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| Diametrul exterior | 25 | 28 | 32 | 34 | 38 | 42 | 45 | 48 | 51 | 54 | 57 | 60 | 63,5 |
| Grosimi | 3...3,5 | | 3...4 | | 3...5 | | 3...6 | 3...10 | | 3...12 | | 3,5...[illegible] | |
| Diametrul exterior | 70 | 73 | 76 | 83 | 89 | 95 | 102 | 108 | 114 | 121 | 127 | 133 | |
| Grosimi | 3,5...16 | | | 3,5...18 | | | 4...18 | | 4...22 | | | | |
| Diametrul exterior | 140 | 146 | 159 | 168 | 178 | 194 | 219 | 245 | | 273 | 299 | 324 | |
| Grosimi | 5...22 | | 6...22 | | | | | 8...22 | | | | | |
| Diametrul exterior | 356 | 377 | 406 | 419 | 426 | | 457 | 470 | 508 | 521 | 559 | 609 | |
| Grosimi | 10...22 | | 12...50 | | | | | | | 12...40 | | 14...[illegible] | |

Tabelul A2.19

| Diametrul exterior mm | Clasa de execuţie | | |
|---|---|---|---|
| | A | | B |
| | Precizia de execuţie | | |
| | obişnuită | înaltă | |
| | Abateri limită | | |
| Până la 50 inclusiv | ±0,5 mm | ±0,5 mm | ±1,0 mm |
| Peste 50 pînă la 219 inclusiv | ±1 % | ±0,8 % | ±1,5 % |
| Peste 219 | ±1,25 % | ±1,0 % | ±2,0 % |
| Grosimea peretelui, mm | Abateri limită, % | | |
| Pînă la 15 inclusiv | +12,5<br>-15,0 | ±12,5 | ±18 |
| Peste 15 | ±12,5 | ±12 | ±15 |

## 4.7. SÎRMĂ PENTRU ARCURI (Extras din STAS 893-89)

În standard se prezintă dimensiunile nominale şi abaterile limită ale sîrmelor pentru arcuri realizate din oţel carbon de calitate.

După rezistenţa la rupere, sîrmele pentru arcuri se execută în următoarele calităţi:
- sîrmă cu rezistenţă scăzută, simbol RS;
- sîrmă cu rezistenţă medie, simbol RM;
- sîrmă cu rezistenţă ridicată, simbol RR.

Materialele din care se execută sîrmele sînt: OLC45; OLC50; OLC55; OLC60 (conform STAS 880-88); OLC55A; OLC65A; OLC70A; OLC75A; OLC85A; OLC95A (conform STAS 795-87).

Seria de diametre mai mici de 7 mm este: 0,2; 0,25; 0,30; 0,35 0,40; 0,43; 0,45; 0,50; 0,55; 0,60; 0,65; 0,70; 0,75; 0,80; 0,85; 0,90; 1,00; 1,10; 1,12; 1,20; 1,25; 1,30; 1,32; 1,40; 1,50; 1,60; 1,80; 2,00; 2,20; 2,40; 2,50; 2,80; 3,00; 3,50; 4,00; 4,50; 5,00; 5,50; 6,00; 7,00.

Abaterile limită corespunzătoare execuţiei normale (N) sînt prezentate în tabelul A2.20.

Notarea se face indicînd în ordine: denumirea produsului, simbolul calităţii, diametrul sîrmei, clasa de abateri limită şi numărul prezentului standard.

Exemplu de notare:

Sîrmă RM-1,2 STAS 893-89

Tabelul A2.20

| Diametrul | 0,20÷0,35 | 0,40÷0,70 | 0,75÷1,2 | 1,25÷1,5 | 1,5÷7 |
|---|---|---|---|---|---|
| Abateri limită | ±0,010 | ±0,015 | ±0,020 | ±0,025 | ±0,040 |

# ANEXA A3

# FILETE

## 1. FILETUL TRAPEZOIDAL ISO

### 1.1. Profile nominale (Extras din STAS 2114/1-75)

Figura A3.1 prezintă profilele nominale ale filetului trapezoidal standardizat.

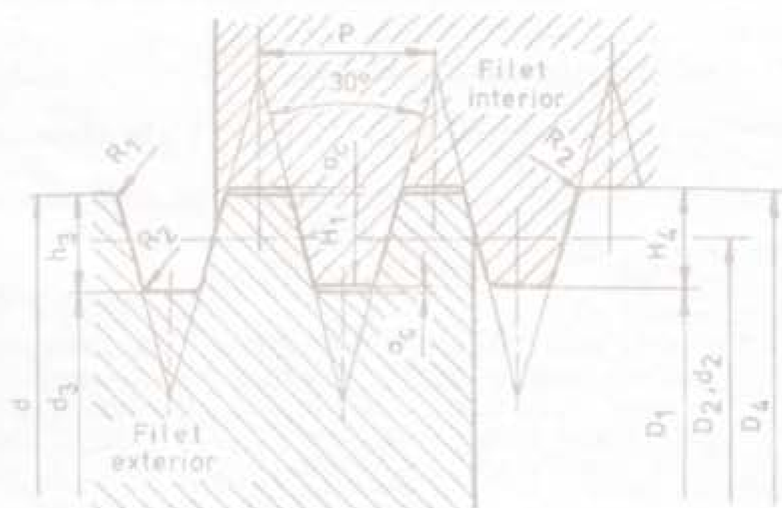



Fig. A3.1

$H = 1,866\ P$

$H_1 = 0,5\ P$

$H_4 = h_3 = H_1 + a_c$

$d_2 = D_2 = d - 0,5\ P$

$d_3 = d - 2\ h_3$

$D_4 = d + 2\ a_c$

$D_1 = d - 2\ H_1 = d - P$

$R_{1\,max} = 0,5\ a_c$

$R_{2\,max} = a_c$

$a_c = 0,15$ pentru $P<2$ mm

$a_c = 0,25$ pentru $P=2-5$ mm

$a_c = 0,5$ pentru $P=6-12$ mm

$a_c = 1$ pentru $P>12$ mm

### 1.2. Dimensiunile nominale (Extras din STAS 2114/3-75)

Tabelul A3.1 redă o parte din gama de dimensiuni nominale cupri[illegible] în standard. Diametrele nominale şi paşii corespunzători se aleg după [illegible] urmează:

- diametrul nominal se alege de preferinţă din şirul 1 de val[illegible] iar dacă este necesar din şirul 2;

- pasul filetului se alege din valorile indicate în dre[illegible] diametrului nominal adoptat, preferîndu-se valorile încadrate între [illegible] verticale (adică, în general, valorile mijlocii, care pot asigura [illegible] autofrînarea, cît şi o suprafaţă suficientă de contact a filetului).

**Tabelul A3.1**

Dimensiuni în [mm]

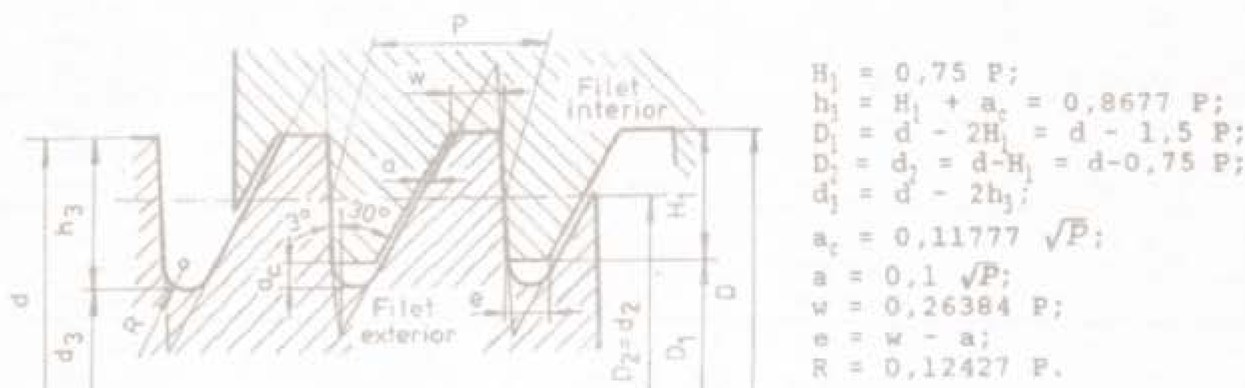
| Diametrul nominal al filetului, d | | Pasul P | Diametrul nominal mediu $d_2=D_2$ | Diametrul nominal exterior al filetului interior $D_4$ | Diametrul nominal interior | |
|---|---|---|---|---|---|---|
| Şirul 1 | Şirul 2 | | | | al filetului exterior, $d_3$ | al filetului interior, $D_1$ |
| 8 | | 1,5 | 7,250 | 8,300 | 6,200 | 6,500 |
| | 9 | 1,5<br>2 | 8,250<br>8,000 | 9,300<br>9,500 | 7,200<br>6,500 | 7,500<br>7,000 |
| 10 | | 1,5<br>2 | 9,250<br>9,000 | 10,300<br>10,500 | 8,200<br>7,500 | 8,500<br>8,000 |
| | 11 | 2<br>3 | 10,000<br>9,500 | 11,500<br>11,500 | 8,500<br>7,500 | 9,000<br>8,000 |
| 12 | | 2<br>3 | 11,000<br>10,500 | 12,500<br>12,500 | 9,500<br>8,500 | 10,000<br>9,000 |
| | 14 | 2<br>3 | 13,000<br>12,500 | 14,500<br>14,500 | 11,500<br>10,500 | 12,000<br>11,000 |
| 16 | | 2<br>4 | 15,000<br>14,000 | 16,500<br>16,500 | 13,500<br>11,500 | 14,000<br>12,000 |
| | 18 | 2<br>4 | 17,000<br>16,000 | 18,500<br>18,500 | 15,500<br>13,500 | 16,000<br>14,000 |
| 20 | | 2<br>4 | 19,000<br>18,000 | 20,500<br>20,500 | 17,500<br>15,500 | 18,000<br>16,000 |
| | 22 | 3<br>5<br>8 | 20,500<br>19,500<br>18,000 | 22,500<br>22,500<br>23,000 | 18,500<br>16,500<br>13,000 | 19,000<br>17,000<br>14,000 |
| 24 | | 3<br>5<br>8 | 22,500<br>21,500<br>20,000 | 24,500<br>24,500<br>25,000 | 20,500<br>18,500<br>15,000 | 21,000<br>19,000<br>16,000 |
| | 25 | 3<br>5<br>8 | 23,500<br>22,500<br>21,000 | 25,500<br>25,500<br>26,000 | 21,500<br>19,500<br>16,000 | 22,000<br>20,000<br>17,000 |
| | 26 | 3<br>5<br>8 | 24,500<br>23,500<br>22,000 | 26,500<br>26,500<br>27,000 | 22,500<br>20,500<br>17,000 | 23,000<br>21,000<br>18,000 |
| 28 | | 3<br>5<br>8 | 26,500<br>25,500<br>24,000 | 28,500<br>28,500<br>29,000 | 24,500<br>22,500<br>19,000 | 25,000<br>23,000<br>20,000 |
| | 30 | 3<br>6<br>10 | 28,500<br>27,000<br>25,000 | 30,500<br>31,000<br>31,000 | 26,500<br>23,000<br>19,000 | 27,000<br>24,000<br>20,000 |
| 32 | | 3<br>6<br>10 | 30,500<br>29,000<br>27,000 | 32,500<br>33,000<br>33,000 | 28,500<br>25,000<br>21,000 | 29,000<br>26,000<br>22,000 |
| | 34 | 3<br>6<br>10 | 32,500<br>31,000<br>29,000 | 34,500<br>35,000<br>35,000 | 30,500<br>27,000<br>23,000 | 31,000<br>28,000<br>24,000 |
| 36 | | 3<br>6<br>10 | 34,500<br>33,000<br>31,000 | 36,500<br>37,000<br>37,000 | 32,500<br>29,000<br>25,000 | 33,000<br>30,000<br>26,000 |

| Diametrul nominal al filetului, d | | Pasul P | Diametrul nominal mediu $d_2=D_2$ | Diametrul nominal exterior al filetului interior, $D_4$ | Diametrul nominal interior | |
|---|---|---|---|---|---|---|
| Şirul 1 | Şirul 2 | | | | al filetului exterior, $d_3$ | al filetului interior, $D_1$ |
| | 38 | 3 | 36,500 | 38,500 | 34,500 | 35,000 |
| | | [7] | 34,500 | 39,000 | 30,000 | 31,000 |
| | | 10 | 33,000 | 39,000 | 27,000 | 28,000 |
| 40 | | 3 | 38,500 | 40,500 | 36,500 | 37,000 |
| | | [7] | 36,500 | 41,000 | 32,000 | 33,000 |
| | | 10 | 35,000 | 41,000 | 29,000 | 30,000 |
| | 42 | 3 | 40,500 | 42,500 | 38,500 | 39,000 |
| | | [7] | 38,500 | 43,000 | 34,000 | 35,000 |
| | | 10 | 37,000 | 43,000 | 31,000 | 32,000 |
| 44 | | 3 | 42,500 | 44,500 | 40,500 | 41,000 |
| | | [7] | 40,500 | 45,000 | 36,000 | 37,000 |
| | | 12 | 38,000 | 45,000 | 31,000 | 32,000 |
| | 46 | 3 | 44,500 | 46,500 | 42,500 | 43,000 |
| | | [8] | 42,000 | 47,000 | 37,000 | 38,000 |
| | | 12 | 40,000 | 47,000 | 33,000 | 34,000 |
| 48 | | 3 | 46,500 | 48,500 | 44,500 | 45,000 |
| | | [8] | 44,000 | 49,000 | 39,000 | 40,000 |
| | | 12 | 42,000 | 49,000 | 35,000 | 36,000 |
| | 50 | 3 | 48,500 | 50,500 | 46,500 | 47,000 |
| | | [8] | 46,000 | 51,000 | 41,000 | 42,000 |
| | | 12 | 44,000 | 51,000 | 37,000 | 38,000 |
| 52 | | 3 | 50,500 | 52,500 | 48,500 | 49,000 |
| | | [8] | 48,000 | 53,000 | 43,000 | 44,000 |
| | | 12 | 46,000 | 53,000 | 39,000 | 40,000 |
| | 55 | 3 | 53,500 | 55,500 | 51,500 | 52,000 |
| | | [9] | 50,500 | 56,000 | 45,000 | 46,000 |
| | | 14 | 48,000 | 57,000 | 39,000 | 41,000 |
| 60 | | 3 | 58,500 | 60,500 | 56,500 | 57,000 |
| | | [9] | 55,500 | 61,000 | 50,000 | 51,000 |
| | | 14 | 53,000 | 62,000 | 44,000 | 46,000 |
| | 63 | 4 | 61,000 | 63,500 | 58,500 | 59,000 |
| | | [10] | 58,000 | 64,000 | 52,000 | 53,000 |
| | | 16 | 55,000 | 65,000 | 45,000 | 47,000 |
| | 65 | 4 | 63,000 | 65,500 | 60,500 | 61,000 |
| | | [10] | 60,000 | 66,000 | 54,000 | 55,000 |
| | | 16 | 57,000 | 67,000 | 47,000 | 49,000 |
| 70 | | 4 | 68,000 | 70,500 | 65,500 | 66,000 |
| | | [10] | 65,000 | 71,000 | 59,000 | 60,000 |
| | | 16 | 62,000 | 72,000 | 52,000 | 54,000 |
| | 75 | 4 | 73,000 | 75,500 | 70,500 | 71,000 |
| | | [10] | 70,000 | 76,000 | 64,000 | 65,000 |
| | | 18 | 67,000 | 77,000 | 57,000 | 59,000 |
| 80 | | 4 | 78,000 | 80,500 | 75,500 | 76,000 |
| | | [10] | 75,000 | 81,000 | 69,000 | 70,000 |
| | | 16 | 72,000 | 82,000 | 62,000 | 64,000 |

## 2. FILETUL FERĂSTRĂU

### 2.1. Profile nominale (Extras din STAS 2234/1-75)

Figura A3.2 prezintă profilele nominale ale filetului ferăstrău standardizat.




$H_1 = 0{,}75\ P;$
$h_3 = H_1 + a_c = 0{,}8677\ P;$
$D_1 = d - 2H_1 = d - 1{,}5\ P;$
$D_2 = d_2 = d - H_1 = d - 0{,}75\ P;$
$d_3 = d - 2h_3;$
$a_c = 0{,}11777\ \sqrt{P};$
$a = 0{,}1\ \sqrt{P};$
$w = 0{,}26384\ P;$
$e = w - a;$
$R = 0{,}12427\ P.$

Fig. A3.2

### 2.2. Dimensiunile nominale (STAS 2234/2-75)

În tabelul A3.2 se prezintă o parte din gama de dimensiuni nominale cuprinsă în standard. Diametrele nominale și pașii corespunzători se aleg după cum urmează:

- diametrul nominal se alege de preferință din șirul 1 de valori, iar dacă este necesar din șirul 2;
- pasul filetului se alege din valorile indicate în dreptul diametrului nominal adoptat, preferîndu-se valorile încadrate între bare verticale (adică, în general, valorile mijlocii care pot asigura atît autofrînarea, cît și o suprafață suficientă de contact a filetului).

Tabelul A3.2

Dimensiuni în [mm]

| Diametrul nominal al filetului, d | | Pasul P | Diametrul nominal mediu $d_2=D_2$ | Diametrul nominal interior | |
|---|---|---|---|---|---|
| Șirul 1 | Șirul 2 | | | al filetului exterior, $d_3$ | al filetului interior, $D_1$ |
| 10 | | \|2\| | 8,500 | 6,528 | 7,000 |
| 12 | | 2<br>\|3\| | 10,500<br>9,750 | 8,528<br>6,794 | 9,000<br>7,500 |
| | 14 | 2<br>\|3\| | 12,500<br>11,750 | 10,528<br>8,794 | 11,000<br>9,500 |
| 16 | | 2<br>\|4\| | 14,500<br>13,000 | 12,528<br>9,058 | 13,000<br>10,000 |
| | 18 | 2<br>\|4\| | 16,500<br>15,000 | 14,528<br>11,058 | 15,000<br>12,000 |
| 20 | | 2<br>\|4\| | 18,500<br>17,000 | 16,528<br>13,058 | 17,000<br>14,000 |
| | 22 | 3<br>\|5\|<br>8 | 19,750<br>18,250<br>16,000 | 16,794<br>13,322<br>8,166 | 17,500<br>14,500<br>10,000 |

| Diametrul nominal al filetului, d | | Pasul P | Diametrul nominal mediu $d_2 = D_2$ | Diametrul nominal interior | |
|---|---|---|---|---|---|
| Şirul 1 | Şirul 2 | | | al filetului exterior, $d_1$ | al filetului interior, $D_1$ |
| 24 | | 3 | 21,750 | 18,794 | 19,500 |
| | | \|5\| | 20,250 | 15,322 | 16,500 |
| | | 8 | 18,000 | 10,166 | 12,000 |
| | 26 | 3 | 23,750 | 20,794 | 21,500 |
| | | \|5\| | 22,250 | 17,322 | 18,500 |
| | | 8 | 20,000 | 12,166 | 14,000 |
| 28 | | 3 | 25,750 | 22,794 | 23,500 |
| | | \|5\| | 24,250 | 19,732 | 20,500 |
| | | 8 | 22,000 | 14,166 | 16,000 |
| | 30 | 3 | 27,750 | 24,794 | 25,500 |
| | | \|6\| | 25,500 | 19,586 | 21,000 |
| | | 10 | 22,500 | 12,644 | 15,000 |
| 32 | | 3 | 29,750 | 26,794 | 27,500 |
| | | \|6\| | 27,500 | 21,588 | 23,000 |
| | | 10 | 24,500 | 14,644 | 17,000 |
| | 34 | 3 | 31,750 | 28,794 | 29,500 |
| | | \|6\| | 29,500 | 23,586 | 25,000 |
| | | 10 | 26,500 | 16,644 | 19,000 |
| 36 | | 3 | 33,750 | 30,794 | 31,500 |
| | | \|6\| | 31,500 | 25,586 | 27,000 |
| | | 10 | 28,500 | 18,644 | 21,000 |
| | 38 | 3 | 35,750 | 32,794 | 33,500 |
| | | \|7\| | 32,750 | 25,852 | 27,500 |
| | | 10 | 30,500 | 20,644 | 23,000 |
| 40 | | 3 | 37,750 | 34,794 | 35,500 |
| | | \|7\| | 34,750 | 27,852 | 29,500 |
| | | 10 | 32,500 | 22,644 | 25,000 |
| | 42 | 3 | 39,750 | 36,794 | 37,500 |
| | | \|7\| | 36,750 | 29,852 | 31,500 |
| | | 10 | 34,500 | 24,644 | 27,000 |
| 44 | | 3 | 41,750 | 38,794 | 39,500 |
| | | \|7\| | 38,750 | 31,852 | 33,500 |
| | | 12 | 35,000 | 23,174 | 26,000 |
| | 46 | 3 | 43,750 | 40,794 | 41,500 |
| | | \|8\| | 40,000 | 32,116 | 34,000 |
| | | 12 | 37,000 | 25,174 | 28,000 |
| 48 | | 3 | 45,750 | 42,794 | 43,500 |
| | | \|8\| | 42,000 | 34,116 | 36,000 |
| | | 12 | 39,000 | 27,174 | 30,000 |
| | 50 | 3 | 47,750 | 44,794 | 45,500 |
| | | \|8\| | 44,000 | 36,116 | 38,000 |
| | | 12 | 41,000 | 29,174 | 32,000 |
| 52 | | 3 | 49,750 | 46,794 | 47,500 |
| | | \|8\| | 46,000 | 38,116 | 40,000 |
| | | 12 | 43,000 | 31,174 | 34,000 |

| Diametrul nominal al filetului, d | | Pasul P | Diametrul nominal mediu $d_2=D_2$ | Diametrul nominal interior | |
|---|---|---|---|---|---|
| Şirul 1 | Şirul 2 | | | al filetului exterior, $d_3$ | al filetului interior, $D_1$ |
| | 55 | 3 | 52,750 | 49,794 | 50,500 |
| | | 9 | 48,250 | 39,380 | 41,500 |
| | | 14 | 44,500 | 30,702 | 34,000 |
| 60 | | 3 | 57,750 | 54,794 | 55,500 |
| | | 9 | 53,250 | 44,380 | 46,500 |
| | | 14 | 49,500 | 35,702 | 39,000 |
| | 65 | 4 | 62,000 | 58,058 | 59,000 |
| | | 10 | 57,500 | 47,644 | 50,000 |
| | | 16 | 53,000 | 37,232 | 41,000 |
| 70 | | 4 | 67,000 | 63,058 | 64,000 |
| | | 10 | 62,500 | 52,644 | 55,000 |
| | | 16 | 58,000 | 42,232 | 46,000 |
| | 75 | 4 | 72,000 | 68,058 | 69,000 |
| | | 10 | 67,500 | 57,644 | 60,000 |
| | | 16 | 63,000 | 47,232 | 51,000 |
| 80 | | 4 | 77,000 | 73,058 | 74,000 |
| | | 10 | 72,500 | 62,644 | 65,000 |
| | | 16 | 68,000 | 52,232 | 56,000 |

## 3. TOLERANŢE ŞI AJUSTAJE PENTRU FILETUL TRAPEZOIDAL ŞI FERĂSTRĂU (Extras din STAS 2114/4-75 şi STAS 2234/3-75)

### 3.1. Consideraţii generale

Toleranţele şi ajustajele pentru filetul trapezoidal şi ferăstrău sînt precizate prin STAS 2114/4-75 şi respectiv STAS 2234/3-75. Prevederile acestor standarde nu se aplică filetelor care necesită exigenţe speciale în privinţa deplasărilor axiale (de exemplu şuruburilor conducătoare ale maşinilor-unelte).

Terminologia şi simbolurile sînt conform STAS 8100-68 (Sistemul ISO de toleranţe şi ajustaje. Terminologie şi simboluri).

Toleranţele se aplică dimensiunilor nominale. Abaterile limită se consideră de la profilele nominale ale filetului exterior şi interior, în direcţie perpendiculară pe axa filetului.

### 3.2. Recomandări privind cîmpurile de toleranţe pentru filetul trapezoidal şi ferăstrău

Figura A3.3 prezintă cîmpurile de toleranţă care se recomandă pentru diametrele nominale ale filetului trapezoidal interior şi exterior. Analog se reprezintă cîmpurile de toleranţă pentru filetul ferăstrău. Aceste cîmpuri sînt:

- H - pentru filetul interior, diametrele $D_1$, $D_2$ şi $D_4(D)$;

- h - pentru filetul exterior, diametrele d şi $d_3$;

- c sau e - pentru filetul exterior, diametrul $d_2$.

Abaterile fundamentale corespunzătoare acestor cîmpuri de toleranţe se prezintă

în tabelul A3.3 (pentru filetul trapezoidal și pentru filetul ferăstrău).

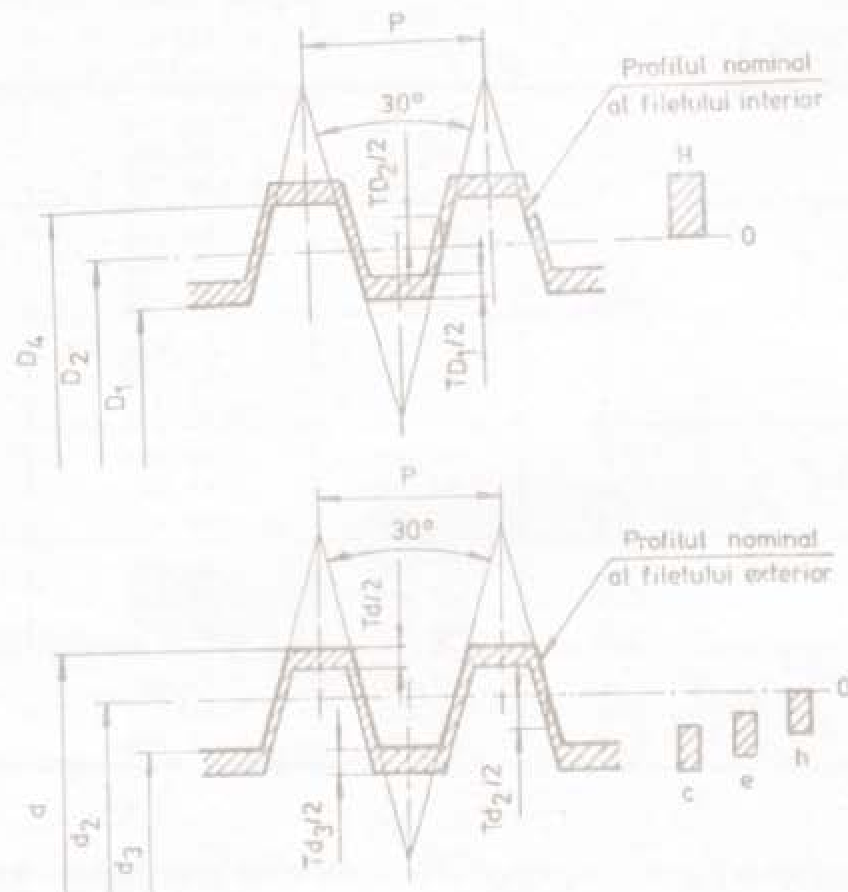



Fig. A3.3

Tabelul A3.3

| Pasul P [mm] | Poziția cîmpului de toleranță | | | |
|---|---|---|---|---|
| | H | c | e | h |
| | Filet interior | Filet exterior | | |
| | $D_1$, $D_2$, $D_4$ (D) | $d_2$ | | d, $d_3$ |
| | Abateri fundamentale [μm] | | | |
| | $A_i$ | $a_s$ | | |
| 2 | 0 | -150 | -71 | 0 |
| 3 | 0 | -170 | -85 | 0 |
| 4 | 0 | -190 | -95 | 0 |
| 5 | 0 | -212 | -106 | 0 |
| 6 | 0 | -236 | -118 | 0 |
| 7 | 0 | -250 | -125 | 0 |
| 8 | 0 | -265 | -132 | 0 |
| 9 | 0 | -280 | -140 | 0 |
| 10 | 0 | -300 | -150 | 0 |
| 12 | 0 | -335 | -170 | 0 |
| 14 | 0 | -355 | -180 | 0 |
| 16 | 0 | -375 | -190 | 0 |
| 18 | 0 | -400 | -200 | 0 |

Treptele de precizie recomandate se prezintă în tabelul A3.4 pentru filetul trapezoidal și respectiv tabelul A3.5 pentru filetul ferăstrău.

Tabelul A3.4

| Diametrele filetului | | Treapta de precizie |
|---|---|---|
| interior | $D_1$ | 4 |
| | $D_2$ | .7; 8; 9 |
| exterior | $d_3$ | |
| | $d_2$ | |
| | d | 4 |

Tabelul A3.5

| Diametrele filetului | | Treapta de precizie |
|---|---|---|
| interior | D | H10 |
| | $D_1$ | 4 |
| | $D_2$ | 7; 8; 9 |
| exterior | $d_3$ | |
| | $d_2$ | |
| | d | h9 |

Observație: *La filetul trapezoidal exterior, treapta de precizie prevăzută pentru diametrul nominal interior $d_3$, trebuie să fie aceeași cu cea prevăzută pentru diametrul mediu $d_2$. La filetul trapezoidal interior, pentru diametrul D, nu se standardizează toleranța.*

Toleranțele corespunzătoare treptelor de precizie prescrise se prezintă, pentru filetul trapezoidal, în tabelele A3.6, A3.7 și A3.8. Pentru filetul ferăstrău se utilizează aceleași tabele și în plus, tabelul A3.9 pentru toleranțele diametrelor D și d.

Tabelul A3.6

| Diametrul nominal | | Pas | Poziția cîmpului de toleranță al diametrului mediu | | | | | |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| | | | c | | | e | | |
| peste | pînă la (inclusiv) | | Treapta de precizie | | | | | |
| | | P [mm] | 7 | 8 | 9 | 7 | 8 | 9 |
| d [mm] | | | Toleranța $Td_2$ [µm] | | | | | |
| 5,6 | 11,2 | 1,5 | 352 | 405 | 471 | 279 | 332 | 398 |
| | | 2 | 388 | 445 | 525 | 309 | 366 | 446 |
| | | 3 | 435 | 501 | 589 | 350 | 416 | 504 |
| 11,2 | 22,4 | 2 | 400 | 462 | 544 | 321 | 383 | 465 |
| | | 3 | 450 | 520 | 614 | 365 | 435 | 529 |
| | | 4 | 521 | 609 | 690 | 426 | 514 | 595 |
| | | 5 | 562 | 656 | 775 | 456 | 550 | 669 |
| | | 8 | 709 | 828 | 965 | 576 | 695 | 832 |
| 22,4 | 45 | 3 | 482 | 564 | 670 | 397 | 479 | 585 |
| | | 5 | 587 | 681 | 806 | 481 | 575 | 700 |
| | | 6 | 655 | 767 | 899 | 537 | 649 | 781 |
| | | 7 | 694 | 813 | 950 | 569 | 688 | 825 |
| | | 8 | 734 | 859 | 1015 | 601 | 726 | 882 |
| | | 10 | 800 | 925 | 1087 | 650 | 775 | 937 |
| | | 12 | 866 | 998 | 1223 | 691 | 823 | 1048 |

| Diametrul nominal | | Pas | Poziția cîmpului de toleranță al diametrului mediu | | | | | |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| | | | c | | | e | | |
| peste | pînă la (inclusiv) | P [mm] | Treapta de precizie | | | | | |
| | | | 7 | 8 | 9 | 7 | 8 | 9 |
| d [mm] | | | Toleranța $Td_2$ [µm] | | | | | |
| 45 | 90 | 3 | 501 | 589 | 701 | 416 | 504 | 616 |
| | | 4 | 565 | 659 | 784 | 470 | 564 | 689 |
| | | 8 | 765 | 890 | 1052 | 632 | 757 | 919 |
| | | 9 | 811 | 943 | 1118 | 671 | 803 | 978 |
| | | 10 | 831 | 963 | 1138 | 681 | 813 | 988 |
| | | 12 | 929 | 1085 | 1273 | 754 | 910 | 1098 |
| | | 14 | 970 | 1142 | 1355 | 805 | 967 | 1180 |
| | | 16 | 1038 | 1213 | 1438 | 853 | 1028 | 1253 |

Tabelul A3.7

| Diametrul nominal d [mm] | | Pas | Treapta de precizie | | | | | |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| | | | 7 | 8 | 9 | 7 | 8 | 9 |
| peste | pînă la (inclusiv) | P [mm] | Toleranța [µm] | | | | | |
| | | | $TD_1$ | | | $Td_1$ | | |
| 5,6 | 11,2 | 1,5 | 224 | 280 | 355 | 170 | 212 | 265 |
| | | 2 | 250 | 315 | 400 | 190 | 236 | 300 |
| | | 3 | 280 | 355 | 450 | 212 | 265 | 335 |
| 11,2 | 22,4 | 2 | 265 | 335 | 425 | 200 | 250 | 315 |
| | | 3 | 300 | 375 | 475 | 224 | 280 | 355 |
| | | 4 | 355 | 450 | 560 | 265 | 335 | 400 |
| | | 5 | 375 | 475 | 600 | 280 | 355 | 450 |
| | | 6 | 475 | 600 | 750 | 355 | 450 | 560 |
| 22,4 | 45 | 3 | 335 | 425 | 530 | 250 | 315 | 400 |
| | | 5 | 400 | 500 | 630 | 300 | 375 | 475 |
| | | 6 | 450 | 560 | 710 | 335 | 425 | 530 |
| | | 7 | 475 | 600 | 750 | 355 | 450 | 560 |
| | | 8 | 500 | 630 | 800 | 375 | 475 | 600 |
| | | 10 | 530 | 670 | 850 | 400 | 500 | 630 |
| | | 12 | 560 | 710 | 900 | 425 | 530 | 710 |
| 45 | 90 | 3 | 355 | 450 | 560 | 265 | 335 | 425 |
| | | 4 | 400 | 500 | 630 | 300 | 375 | 475 |
| | | 8 | 530 | 670 | 850 | 400 | 500 | 630 |
| | | 9 | 560 | 710 | 900 | 425 | 530 | 670 |
| | | 10 | 560 | 710 | 900 | 425 | 530 | 670 |
| | | 12 | 630 | 800 | 1000 | 475 | 600 | 750 |
| | | 14 | 670 | 850 | 1060 | 500 | 630 | 800 |
| | | 16 | 710 | 900 | 1120 | 530 | 670 | 850 |

Tabelul A3.8

| Pas P [mm] | Treapta de precizie 4 | |
|---|---|---|
| | Toleranţa [µm] | |
| | $TD_1$ | Td |
| 1,5 | 190 | 150 |
| 2 | 236 | 180 |
| 3 | 315 | 236 |
| 4 | 375 | 300 |
| 5 | 450 | 335 |
| 6 | 500 | 375 |
| 7 | 560 | 425 |
| 8 | 630 | 450 |
| 9 | 670 | 500 |
| 10 | 710 | 530 |
| 12 | 800 | 600 |
| 14 | 900 | 670 |
| 16 | 1000 | 710 |

Tabelul A3.9

| Diametrul nominal, d | | TD | Td |
|---|---|---|---|
| peste | pînă la (inclusiv) | H10 | h9 |
| [mm] | | [µm] | |
| 6 | 10 | 58 | 36 |
| 10 | 18 | 70 | 43 |
| 18 | 30 | 84 | 52 |
| 30 | 50 | 100 | 62 |
| 50 | 80 | 120 | 74 |

*Observaţie: La filetele cu mai multe începuturi toleranţele sînt cele de mai sus cu excepţia celor care se referă la diametrul mediu. Pentru acest diametru toleranţele indicate se înmulţesc cu factorul de multiplicare indicat în tabelul A3.10.*

Tabelul A3.10

| Număr de începuturi | 2 | 3 | 4 | 5 şi mai multe |
|---|---|---|---|---|
| Factor de multiplicare | 1,12 | 1,25 | 1,4 | 1,6 |

## 3.3. Alegerea cîmpurilor de toleranţe

Alegerea cîmpului de toleranţe se face în funcţie de clasa de execuţie şi lungimea de înşurubare. S-au stabilit următoarele clase de execuţie:

- mijlocie - pentru uz general;
- grosolană - pentru cazurile în care execuţia se face în condiţii tehnologice dificile.

Lungimile de înşurubare pot fi normale, N, sau lungi, L. Pentru încadrarea într-una din aceste grupe se consultă tabelul A3.11.

Tabelul A3.12 prezintă recomandări privind alegerea cîmpului de toleranţă (pentru $d_1$ şi $D_1$) în funcţie de clasa de execuţie şi lungimea de înşurubare.

Tabelul A3.11

| Diametrul nominal peste [mm] | Diametrul nominal pînă la (inclusiv) [mm] | Pasul P [mm] | Lungimi de înșurubare [mm] N peste | N pînă la (inclusiv) | L peste |
|---|---|---|---|---|---|
| 5,6 | 11,2 | 1,5 | 5 | 15 | 15 |
| | | 2 | 6 | 19 | 19 |
| | | 3 | 10 | 28 | 28 |
| 11,2 | 22,4 | 2 | 8 | 24 | 24 |
| | | 3 | 11 | 32 | 32 |
| | | 4 | 15 | 43 | 43 |
| | | 5 | 18 | 53 | 53 |
| | | 8 | 30 | 85 | 85 |
| 22,4 | 45 | 3 | 12 | 36 | 36 |
| | | 5 | 21 | 63 | 63 |
| | | 6 | 25 | 75 | 75 |
| | | 7 | 30 | 85 | 85 |
| | | 8 | 34 | 100 | 100 |
| | | 10 | 42 | 125 | 125 |
| | | 12 | 50 | 150 | 150 |
| 45 | 90 | 3 | 15 | 45 | 45 |
| | | 4 | 19 | 56 | 56 |
| | | 8 | 38 | 118 | 118 |
| | | 9 | 43 | 132 | 132 |
| | | 10 | 50 | 140 | 140 |
| | | 12 | 60 | 170 | 170 |
| | | 14 | 67 | 200 | 200 |
| | | 16 | 75 | 236 | 236 |

Tabelul A3.12

| Clasa de execuție | Lungimi de înșurubare | | | |
|---|---|---|---|---|
| | N | L | N | L |
| | Cîmpul de toleranță al filetului | | | |
| | interior | | exterior | |
| mijlocie | 7H | 8H | 7e | 8e |
| grosolană | 8H | 9H | 8c | 9c |

3.4. Exemplu de precizare a cîmpurilor de toleranță și a ajustajelor pentru filete și asamblări filetate (cu filet trapezoidal sau ferăstrău)

Se parcurg următoarele etape de lucru:

» Se stabilește clasa de execuție (mijlocie sau grosolană);

» Se încadrează lungimea de înșurubare în grupa de lungime normală N sau lungă L (tabelul A3.11);

» Se stabilesc treptele de precizie pentru diametrele filetului interior și exterior (tabelul A3.4 sau A3.5 și A3.12);

» Se precizează abaterile fundamentale ($A_i$ şi $a_s$, tabelul A3.3);
» Se aleg toleranţele corespunzătoare diferitelor diametre (tabelul A3.6, A3.7, A3.8, A3.9).

Exemplu :

Filet trapezoidal - Tr 20x4, lungime de înşurubare 100 mm, condiţii de execuţie obişnuite.

Conform indicaţiilor de mai sus rezultă:

- clasa de execuţie - mijlocie;
- lungime de înşurubare - lungă (L);
- se vor folosi treptele de precizie: 4 - pentru $D_1$ şi d; 8 - pentru $D_2$, $d_3$, $d_2$;

Conform tabelului A3.12 rezultă pentru $D_2$ cîmpurile 8H şi pentru $d_2$ cîmpul 8e.

Deci se vor folosi următoarele cîmpuri:

d - 4h
$d_2$ - 8e
$d_3$ - 8h

$D_1$ - 4H
$D_2$ - 8H

Abaterile fundamentale şi toleranţele vor fi:

diametrul exterior $\begin{cases} d = 20\ mm \\ a_s = 0 \\ Td = 300\ \mu m \end{cases}$ $\phi 20^{0}_{-0,300}$

Filet exterior: diametrul mediu $\begin{cases} d_2 = 18\ mm \\ a_s = -95\ \mu m \\ Td_2 = 335\ \mu m \end{cases}$ $\phi 18^{-0,095}_{-0,430}$

Tr 20x4 - 8e

diametrul interior $\begin{cases} d_3 = 15,5\ mm \\ a_s = 0 \\ Td_3 = 514\ \mu m \end{cases}$ $\phi 15,5^{0}_{-0,514}$

diametrul interior $\begin{cases} D_1 = 16\ mm \\ A_i = 0 \\ TD_1 = 375\ \mu m \end{cases}$ $\phi 16^{+0,375}_{0}$

Filetul interior:
Tr 20x4 - 8H

diametrul mediu $\begin{cases} D_2 = 18\ mm \\ A_i = 0 \\ TD_2 = 450\ \mu m \end{cases}$ $\phi 18^{+0,450}_{0}$

În desenul de ansamblu ajustajul se va nota Tr 20x4 - 8H/8e.

## 4. NOTAREA FILETELOR ŞI AJUSTAJELOR FILETATE (Extras din STAS 139-79)

### 4.1. Notarea filetelor

Filetele cu un singur început se notează prin simbolul filetului, valoarea diametrului nominal (in mm), semnul de separaţie x, valoarea pasului simbolul sensului filetului, liniuţa orizontală şi simbolul cîmpului de toleranţă.

Simbolul filetului este Tr pentru filetul trapezoidal respectiv S pentru filetul ferăstrău.

Simbolul sensului filetului este LH pentru filetul stînga şi RH pentru filetul dreapta; sensul dreapta se indică numai în cazul în care o aceeaşi piesă este prevăzută şi cu filet dreapta şi cu filet stînga.

Simbolul cîmpului de toleranţă se referă la cîmpul de toleranţă al diametrului mediu ($d_2$ sau $D_2$) şi cuprinde cifra care indică treapta de precizie urmată de litera care indică poziţia cîmpului de toleranţă.

Exemplu de notare:

- pentru filet trapezoidal interior dreapta cu diametrul nominal de 40 mm, cu pasul de 7 mm, avînd cîmpul de toleranţă al diametrului mediu 7H:

Tr 40x7 - 7H

- pentru filet ferăstrău exterior stînga cu diametrul nominal de 40 mm, pasul 7 mm, avînd cîmpul de toleranţă al diametrului mediu, 7e:

S 40x7 LH - 7e

Filetele cu mai multe începuturi se notează conform celor de mai sus, cu excepţia pasului filetului care, însoţit de simbolul P, se înscrie între paranteze şi este precedat de valoarea pasului elicei.

Exemplu de notare: pentru filet ferăstrău exterior dreapta cu diametrul nominal de 40 mm, cu pasul de 7 mm, avînd două începuturi şi cîmpul de toleranţe 7e:

S 40x14 (P7) - 7e

### 4.2. Notarea ajustajelor filetate

Pentru notarea ajustajelor filetate se respectă regulile prezentate în paragraful 4.1 cu excepţia simbolului cîmpului de toleranţă care se indică pentru filetul interior urmat de o liniuţă oblică şi de simbolul cîmpului de toleranţă al filetului exterior.

Exemple de notare:

Tr 40x7 - 7H/7e S 40x14 (P7)LH - 7H/7e

## 5. IEŞIREA ŞI DEGAJAREA FILETULUI (Extras din STAS 3508/5-80)

Formele ieşirilor şi degajărilor filetelor exterioare, trapezoidale sau ferăstrău sînt prezentate în figura A3.4.

Forma ieşirii filetului depinde de tehnologia de execuţie: formele (a) şi (d) pentru filetele realizate prin aşchiere, formele (b), (c) şi (e) pentru filetele realizate prin rulare.

Formele (a) şi (c) reprezintă cazul în care diametrul părţii nefiletate a tijei este egal cu diametrul mediu. Forma (f) poate avea diametrul părţii nefiletate a tijei

şi mai mare ca diametrul nominal. La formele (d) şi (e) cota a reprezintă distanţa de la ultima spiră pînă la o suprafaţă frontală (de exemplu, în cazul şuruburilor filetate pînă sub cap).

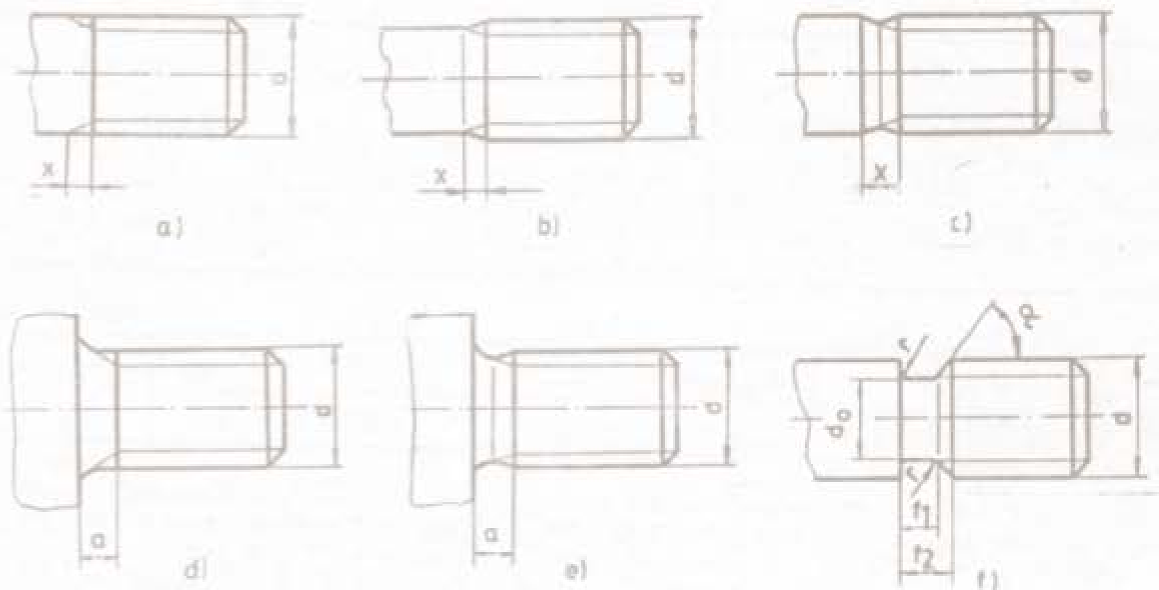



**Fig. A3.4 Ieşirea (a, b, c, d, e) şi degajarea (f) filetului exterior trapezoidal sau ferăstrău**

Filetul trapezoidal se recomandă să fie realizat numai cu degajarea filetului. Diametrul degajării $d_g$ (h13) se adoptă egal cu valoarea minimă a diametrului interior.

Dimensiunile caracteristice ieşirii şi degajării normale a filetului exterior se calculează conform formulelor prezentate în tabelul A3.13. Raza de racordare r se adoptă conform tabelului A3.14.

Formele ieşirii şi degajării filetului trapezoidal şi ferăstrău, interior sînt redate în figura A3.5.

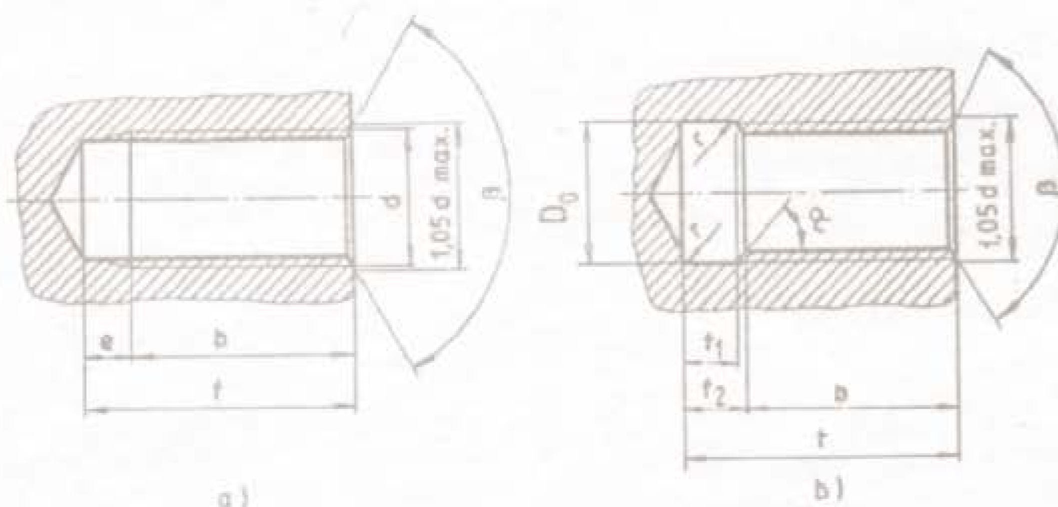



**Fig. A3.5 Ieşirea (a) şi degajarea (b) filetului interior trapezoidal şi ferăstrău**

Tabelul A3.13

| | Filet exterior | | Filet interior | |
|---|---|---|---|---|
| | Simbol | Valoare | Simbol | Valoare |
| Ieşirea filetului x(max) | x | 4 P | - | - |
| Lungimea părţii nefiletate<br>- a (max)<br>- e (min) | <br>a<br>- | <br>4P<br>- | <br>-<br>e | <br>-<br>6 P |
| Degajarea filetului $f_1$(min)<br>$f_1$(max) | A<br>A | 3 P<br>4,5 P | D<br>D | 5 P<br>8,5 P |

Tabelul A3.14

| Pasul, P (mm) | 0...2 | 3...5 | 6...8 | 8...12 | 12...18 |
|---|---|---|---|---|---|
| Raza de racordare, r | 0,6 | 1,6 | 2,5 | 4 | 6 |

Ieşirea filetului se prevede numai pentru filete cu diametrul nominal pînă la 8 mm inclusiv, iar degajarea numai pentru filete cu diametrul nominal peste 8 mm. Filetul trapezoidal se recomandă să fie executat numai cu degajarea filetului.

Cota b reprezintă lungimea filetată a găurii. Pentru cota t calculată se recomandă ca abaterile admisibile să fie $^{+0,5P}_{0}$

Unghiul α este funcţie de execuţia filetului (α=30°...60°).

Unghiul β este valoarea uzuală, $\beta = 120^{0}_{-10}$.

Diametrul degajării $D_1$ (H13) se adoptă astfel:

- $D_b$ = d + 1 mm pentru P < 5 mm ;
- $D_b$ = d + 1,5 mm pentru 5 < P < 12 mm ;
- $D_c$ = d + 2,5 mm pentru P > 12 mm.

Dimensiunile caracteristice ieşirii şi degajării normale a filetului interior, se calculează conform formulelor prezentate în tabelul A3.14.

Notarea pe desen a ieşirii sau degajării se poate face şi prin simbolul corespunzător indicat în tabelul A3.13, urmat de numărul prezentului standard.

<u>Exemple de notare</u>:

Ieşirea filetului: $x_1$ STAS 3508/5-80.

Lungimea părţii nefiletate: $a_1$ STAS 3508/5-80.

Degajarea filetului: B STAS 3508/5-80.

ANEXA A4

# ORGANE DE ASAMBLARE

## 1. GENERALITĂŢI

În STAS 2700 (standard pe părţi) se precizează o serie de elemente comune tuturor organelor de asamblare filetate (şuruburi, prezoane, ştifturi filetate, piuliţe) printre care condiţiile tehnice de calitate, caracteristicile mecanice, modul de notare, reguli privind verificarea calităţii şi marcarea etc. În continuare se prezintă extrase din acest standard, precum şi din alte standarde cu prescripţii generale privind asamblările filetate.

### 1.1. Organe de asamblare filetate. Execuţie. Abateri limită. (Extras din STAS 2700/2-89)

Prin STAS 2700/2-89 se stabilesc trei clase de execuţie în funcţie de abaterile limită admise la dimensiuni:
- clasa de execuţie A (execuţie precisă);
- clasa de execuţie B (execuţie semiprecisă);
- clasa de execuţie C (execuţie grosolană).

În acelaşi standard, pe lîngă abaterile limită la dimensiuni şi toleranţele de formă şi de poziţie, se stabilesc abaterile limită pentru filetele organelor de asamblare standardizate redate în tabelul A4.1.

Tabelul A4.1

| Felul organelor de asamblare filetate | Clasa de execuţie | Simbolul cîmpului de toleranţă |
|---|---|---|
| Şuruburi, Prezoane Ştifturi filetate | (grosolană) C<br>(semiprecisă) B<br>(precisă) A | 8g<br>6g<br>6g |
| Piuliţe | (grosolană) C<br>(semiprecisă) B<br>(precisă) A | 7H<br>6H<br>6H |

Observaţii:
1. În cazul organelor de asamblare filetate cu acoperire de protecţie anticorozivă, *cîmpurile de toleranţă pentru filete sînt cele prevăzute în STAS 2700/8-82.*
2. În cazul adoptării *altor cîmpuri de toleranţă decît cele prevăzute în tabel, ele trebuie indicate în notare (conform STAS 2700/1-89).*

### 1.2. Caracteristici mecanice pentru şuruburi şi prezoane (Extras din STAS 2700/3-89)

În STAS 2700/3-80 se stabilesc caracteristicile mecanice ale şuruburilor, prezoanelor şi ştifturilor filetate, de uz general, executate din oţel nealiat sau slab aliat, cu filet metric ISO, avînd diametrul nominal mai mic sau egal cu 39 mm. Pentru aceasta sînt prevăzute noua grupe de caracteristici mecanice simbolizate prin doua numere despărţite printr-un punct dupa cum urmează:

3.6 4.6 4.8 5.6 5.8 6.8 8.8 10.9 12.9

Simbolizarea aceasta furnizează următoarele informaţii:
- primul număr reprezintă 1/100 din rezistenţa nominală de rupere la tracţiune, exprimată în MPa;

• produsul celor două numere reprezintă 1/10 din limita de curgere nominală (convențională sau aparentă), exprimată în MPa.

### 1.3. Caracteristici mecanice pentru piulițe (Extras din STAS 2700/4-89)

În STAS 2700/4-89 se stabilesc caracteristicile mecanice ale piulițelor realizate din oțel nealiat sau slab aliat, cu filet metric ISO, cu diametrul nominal al filetului de cel mult 39 mm, avînd înălțimea părții filetate mai mare sau egală cu 0,8 d, și deschiderea de cheie sau diametrul exterior mai mare sau egală cu 1,45 d.

Piulițele ce fac obiectul acestui standard se execută în șase grupe de caracteristici mecanice simbolizate prin cifrele:

4. 5. 6. 8. 10. 12.

Simbolul fiecărei grupe reprezintă 1/100 din rezistența nominală la rupere, exprimată în MPa, a șuruburilor sau prezoanelor cu care se asamblează piulița respectivă.

### 1.4. Notarea organelor de asamblare filetate (Extras din STAS 2700/1-89)

Notarea organelor de asamblare filetate, așa cum se precizează în STAS 2700/1-84, cuprinde:

- denumirea prescurtată (inclusiv simbolul tipului, dacă este cazul), conform standardului de dimensiuni;
- numărul standardului de dimensiuni;
- simbolul clasei de execuție, conform STAS 2700/2-89;
- simbolul filetului, conform STAS 139-79, inclusiv sensul filetului și simbolul cîmpului de toleranță al filetului, conform STAS 5792-80, sau STAS 8165-83, sau STAS 11432-80;
- lungimea l (la șuruburi), sau lungimile l/e (pentru prezoane, conform STAS 4551-80) sau, dacă este cazul l/f (conform STAS 4942-88);
- simbolul formei speciale de execuție, conform STAS 4942-88 (pentru șuruburi cu cap hexagonal și prezoane), sau conform standardelor de dimensiuni (pentru piulițe);
- simbolul formei vîrfurilor, conform STAS 4924-89;
- simbolul grupei de caracteristici mecanice, conform părților 3, 4, 7 sau 9 ale STAS 2700;
- simbolul acoperirii de protecție, conform standardelor sau normelor în vigoare.

Notarea organelor de asamblare filetate se simplifică prin nemenționarea unor caracteristici, după cum urmează:

- clasa de execuție - cînd aceasta este precizată în standardele de dimensiuni; în cazul în care standardele de dimensiuni sînt prevăzute cu mai multe clase de execuție, nu se notează categoria precisă;
- pasul filetului - în cazul filetelor cu pas normal;
- sensul filetului - la filete dreapta;
- simbolul cîmpului de toleranță al filetului - în cazul în care cîmpul de toleranță corespunde cu cel prevăzut în tabelul A4.1 (cf. STAS 2700/2-89), pentru clasa de execuție respectivă (simbolul cîmpului de toleranță pentru filetul cu strîngere al prezoanelor se va specifica întotdeauna în notare);
- simbolul formei speciale de execuție - la organele de asamblare filetate care nu au forme speciale de execuție;
- simbolul vîrfului - la organele de asamblare la care nu se cere o formă anumită de vîrf;
- simbolul grupei - la organele de asamblare filetate pentru care nu se impun caracteristici mecanice și care sînt executate din oțel;
- simbolul acoperirilor de protecție - la organele de asamblare care nu se acoperă.

Exemplu de notare a unui șurub semiprecis, cu cap hexagonal conform STAS 4272-89, cu filet M10x1, sensul filetului stînga, cu abateri limită ale filetului conform

cîmpului 6e, cu lungimea l=80 mm, avînd capul hexagonal crestat conform STAS 4942-88, cu caracteristici mecanice conform grupei 8.8, conform STAS 2700/3-89 şi acoperit cu cadmiu cu grosimea minimă a stratului de 5 μm, cu aspect lucios şi pasivizat galben.

Şurub STAS 4272-89 M10×1-LH-6e * 80 D - B gr 8.8 Cd 5 LL PasG

- Denumirea prescurtată
- Numărul STAS
- Simbolul filetului
- Lungimea şurubului (1)
- Simbolul formei speciale de execuţie
- Simbolul formei de vîrf
- Simbolul grupei de caracteristici mecanice
- Simbolul acoperirii de protecţie

Exemplu de notare a unui şurub precis, cu cap hexagonal mic, conform STAS 6404-89, cu filet M10, cu abateri limită ale filetului conform cîmpului 6g, cu caracteristici mecanice conform grupei 8.8, sensul filetului dreapta, lungimea l=80 mm, executat din oţel:

Şurub STAS 6404-89 M10×80 gr. 8.8

## 1.5. Găuri de trecere pentru organe de asamblare filetate (Extras din STAS 3336-81)

Acest standard stabileşte diametrele găurilor de trecere pentru şuruburi, prezoane etc., cu filet metric ISO, de uz general. În tabelul A4.4 sînt prezentate în extras diametrele găurilor de trecere ($d_1$) în funcţie de diametrul nominal al filetului (d), în trei variante constructive. Pentru cazurile uzuale se recomandă să se aleagă diametrul corespunzător găurii de trecere mijlocii.

Tabelul A4.4

| Diametrul nominal al filetului d [mm] | Găuri de trecere strînse | Găuri de trecere mijlocii | Găuri de trecere largi | Diametrul nominal al filetului d [mm] | Găuri de trecere strînse | Găuri de trecere mijlocii | Găuri de trecere largi |
|---|---|---|---|---|---|---|---|
| | Diametrul găurii $d_1$ [mm] | | | | Diametrul găurii $d_1$ [mm] | | |
| | H12 | H13 | H14 | | H12 | H13 | H14 |
| 4 | 4,3 | 4,5 | 4,8 | 20 | 21 | 22 | 24 |
| 4,5 | 4,8 | 5 | 5,3 | 22 | 23 | 24 | 26 |
| 5 | 5,3 | 5,5 | 5,8 | 24 | 25 | 26 | 28 |
| 6 | 6,4 | 6,6 | 7 | 27 | 28 | 30 | 32 |
| 7 | 7,4 | 7,6 | 8 | 30 | 31 | 33 | 35 |
| 8 | 8,4 | 9 | 10 | 33 | 34 | 36 | 38 |
| 10 | 10,5 | 11 | 12 | 36 | 37 | 39 | 42 |
| 12 | 13 | 13,5 | 14,5 | 39 | 40 | 42 | 45 |
| 14 | 15 | 15,5 | 16,5 | 42 | 43 | 45 | 48 |
| 16 | 17 | 17,5 | 18,5 | 45 | 46 | 48 | 52 |
| 18 | 19 | 20 | 21 | 48 | 50 | 52 | 56 |

## 1.6. Locaşuri şi lamaje pentru organe de asamblare filetate (Extras din STAS 11574-91)

În STAS 11574-91 se stabilesc formele şi dimensiunile locaşurilor şi lamajelor pentru organele de asamblare filetate. În continuare se prezintă o parte din prevederile acestui standard.

Locaşul pentru şuruburi cu cap hexagonal, ale cărui dimensiuni caracteristice sînt prezentate în figura A4.1 şi tabelul A4.5, se execută în formele:

- LH1 - pentru şuruburi cu cap hexagonal, cu deschidere normală de cheie;
- LH2 - pentru şuruburi cu cap hexagonal, cu deschidere redusă de cheie.




Fig. A4.1

Tabelul A4.5

| Filet d | D (H15) | | c | t (H14) |
|---|---|---|---|---|
| | LH1 | LH2 | | |
| 3 | 13 | - | - | 2,4 |
| 4 | 18 | - | - | 3,4 |
| 5 | 18 | - | - | 4,2 |
| 6 | 20 | - | - | 4,8 |
| 8 | 24 | 21 | - | 6,5 |
| 10 | 28 | 24 | - | 8 |
| 12 | 33 | 28 | 0,5 | 9 |
| 14 | 36 | 33 | 0,5 | 10 |
| 16 | 40 | 36 | 0,5 | 11,5 |
| 18 | 43 | 40 | 0,5 | 13,5 |
| 20 | 46 | 43 | 0,5 | 14,5 |
| 22 | 55 | 46 | 1 | 15,5 |
| 24 | 57 | 55 | 1 | 16,5 |
| 27 | 61 | 57 | 1 | 18,5 |
| 30 | 71 | 61 | 1 | 20 |

Observaţii:

1. $d_h$ - conform *STAS* 3336-81 (v. paragraful precedent).
2. d - diametrul nominal al filetului şurubului.
3. În cazul utilizării unei şaibe de asigurare sub capul şurubului, cota t se va majora cu valoarea grosimii acesteia.
4. Toleranţe *mS STAS* 2300-88.
5. Valorile diametrului D permit utilizarea cheilor *STAS* 1885-80 şi a capetelor de chei *STAS* 6680-80.

Locaşul pentru şuruburi cu cap înecat şi semiînecat ale cărui dimensiuni sînt redate în tabelul A4.6, se execută în formele:

- LI1 - fără porţiune cilindrică - figura A4.2;
- LI2 - cu porţiune cilindrică - figura A4.3.

Tabelul A4.6

| Filet d | 3 | 4 | 5 | 6 | 8 | 10 | 12 |
|---|---|---|---|---|---|---|---|
| $D_1$ (H13) | 6,6 | 8,6 | 10,4 | 12,4 | 16,4 | 20,4 | 24,4 |
| $D_2$ (H12) | 6,0 | 8,0 | 10,0 | 11,5 | 15,0 | 19,0 | 23,0 |
| $t_0^{+0.1}$ | 0,3 | 0,3 | 0,3 | 0,4 | 0,7 | 0,7 | 1 |

Observaţii:

1. $d_h$ - conform *STAS* 3336-81.
2. d - diametrul nominal al filetului şurubului;
3. Toleranţe *mS STAS* 2300-88.
4. Alegerea formei locaşului (LI1 sau LI2) este la latitudinea proiectantului, în funcţie de precizia necesară la asamblare.

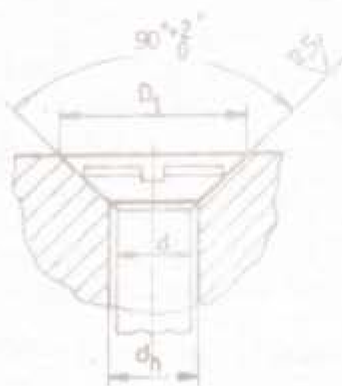



Fig. A4.2

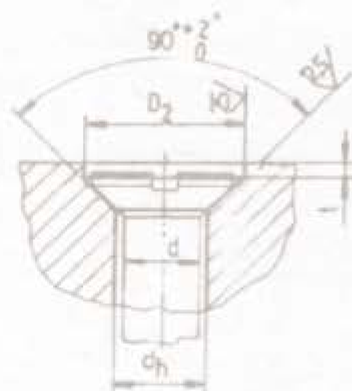



Fig. A4.3

Lamaje pentru șuruburi cu cap hexagonal și piulițe hexagonale, ale căror dimensiuni caracteristice sînt prezentate în figura A4.4 și tabelul A4.7, se execută în două forme:

- LJ1 - pentru șuruburi cu deschidere normală de cheie și pentru piulițe;
- LJ2 - pentru șuruburi cu deschidere redusă de cheie.

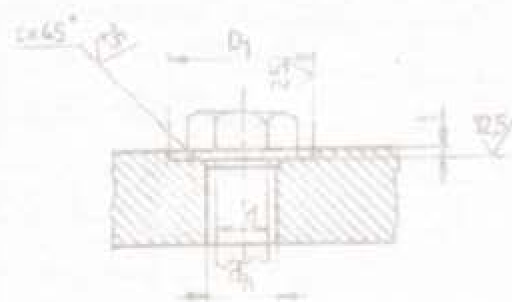



Fig. A4.4

Tabelul A4.7

| Filet d | $D_1$ (H15) | | c |
|---|---|---|---|
| | LJ1 | LJ2 | |
| 3 | 8 | - | - |
| 4 | 10 | - | - |
| 5 | 11 | - | - |
| 6 | 13,5 | 13,5 | - |
| 8 | 18 | 18 | - |
| 10 | 22 | 20 | - |
| 12 | 26 | 24 | 0,5 |
| 14 | 30 | 26 | 0,5 |
| 16 | 33 | 30 | 0,5 |
| 18 | 36 | 32 | 0,5 |
| 20 | 40 | 36 | 0,5 |
| 22 | 43 | 40 | 1 |
| 24 | 48 | 42 | 1 |
| 27 | 52 | 48 | 1 |
| 30 | 61 | 55 | 1 |

Observații:

1. $d_h$ - conform STAS 3336-81
2. $d$ - diametrul nominal al filetului.
3. Valorile pentru adîncimea lamajului t se prescriu de către proiectant în așa fel încît să asigure planitatea și perpendicularitatea suprafeței frontale a lamajului în raport cu altă gaură.
4. Toleranțe m6 STAS 2300-88.

## 1.7. Lungimi de înșurubare (Extras din STAS 9025-81)

În STAS 9025-81 se stabilește lungimea minimă recomandată de înșurubare, în funcție de limita de curgere a materialului piesei în care este practicată gaura filetată și grupa de caracteristici mecanice a piesei cu filet exterior (șurub, prezon etc.), conform STAS 2700/2-80.

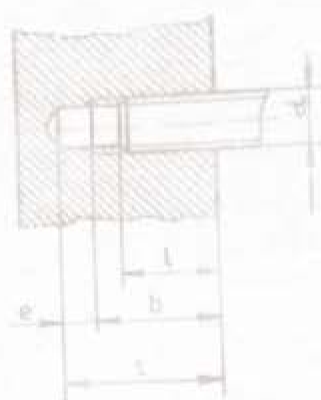



Fig. A4.5

Observaţii:

- Lungimea de înşurubare, l = kd, k – coeficientul lungimii de înşurubare, d – diametrul nominal al filetului.
- Lungimea filetată a găurii, b, se alege în funcţie de l, ţinînd seama de condiţiile specifice constructive şi funcţionale.
- Lungimea părţii nefiletate, e, se alege conform STAS 3508/1-80.
- Adîncimea găurii, t = b+e, abaterea superioară admisă la adîncimea găurii este 0,5 din pasul filetului, iar abaterea inferioară este 0.

Tabelul A4.8

| $R_c$ [MPa] | | Grupa de caracteristici mecanice a organului de asamblare | | | | | | |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| | | 4.6 | 4.8 | 5.6 | 5.8 | 8.8 | 10.9 | 12.9 |
| peste | pînă la | Coeficientul lungimii de înşurubare, k | | | | | | |
| 127 | 196 | 1,5 | 1,75 | 1,75 | 2 | - | - | - |
| 196 | 265 | 1 | 1,25 | 1,25 | 1,5 | 2 | - | - |
| 265 | 313 | 1 | 1 | 1 | 1,25 | 1,75 | 2 | - |
| 313 | 422 | 1 | 1 | 1 | 1 | 1,5 | 1,5 | 2 |
| 422 | 530 | 1 | 1 | 1 | 1 | 1,25 | 1,25 | 1,5 |
| 530 | 637 | 1 | 1 | 1 | 1 | 1 | 1 | 1,25 |
| 637 | - | 1 | 1 | 1 | 1 | 1 | 1 | 1 |

Observaţii:

1. $R_c$ – limita de curgere aparentă a materialului piesei în care este executată gaura filetată.
2. Grupele de caracteristici mecanice corespund prevederilor din STAS 2700/3-89.
3. Valorile coeficientului lungimii de înşurubare k din tabel sînt cele minime recomandate pentru asigurarea rezistenţei îmbinării. Nu se recomandă pentru k valori mai mari de 2.

## 1.8. Vîrfuri de şuruburi (Extras din STAS 4924-89)

În STAS 4924-89 se stabilesc formele şi dimensiunile vîrfurilor şuruburilor, prezoanelor şi ştifturilor filetate redate în figura A4.6 (din standard nu este redat vîrful autofiletant A) şi în tabelul A4.9.

Formele din standard nu au caracter limitativ.

Forma şi dimensiunile concavităţii din figura A4.6 a,b – care rezultă la rularea filetului – nu se standardizează; se admite şi suprafaţa frontală plană.

Unghiul de 45° din figura A4.6 c şi e...h se referă la porţiunea de sub diametrul interior al filetului d.

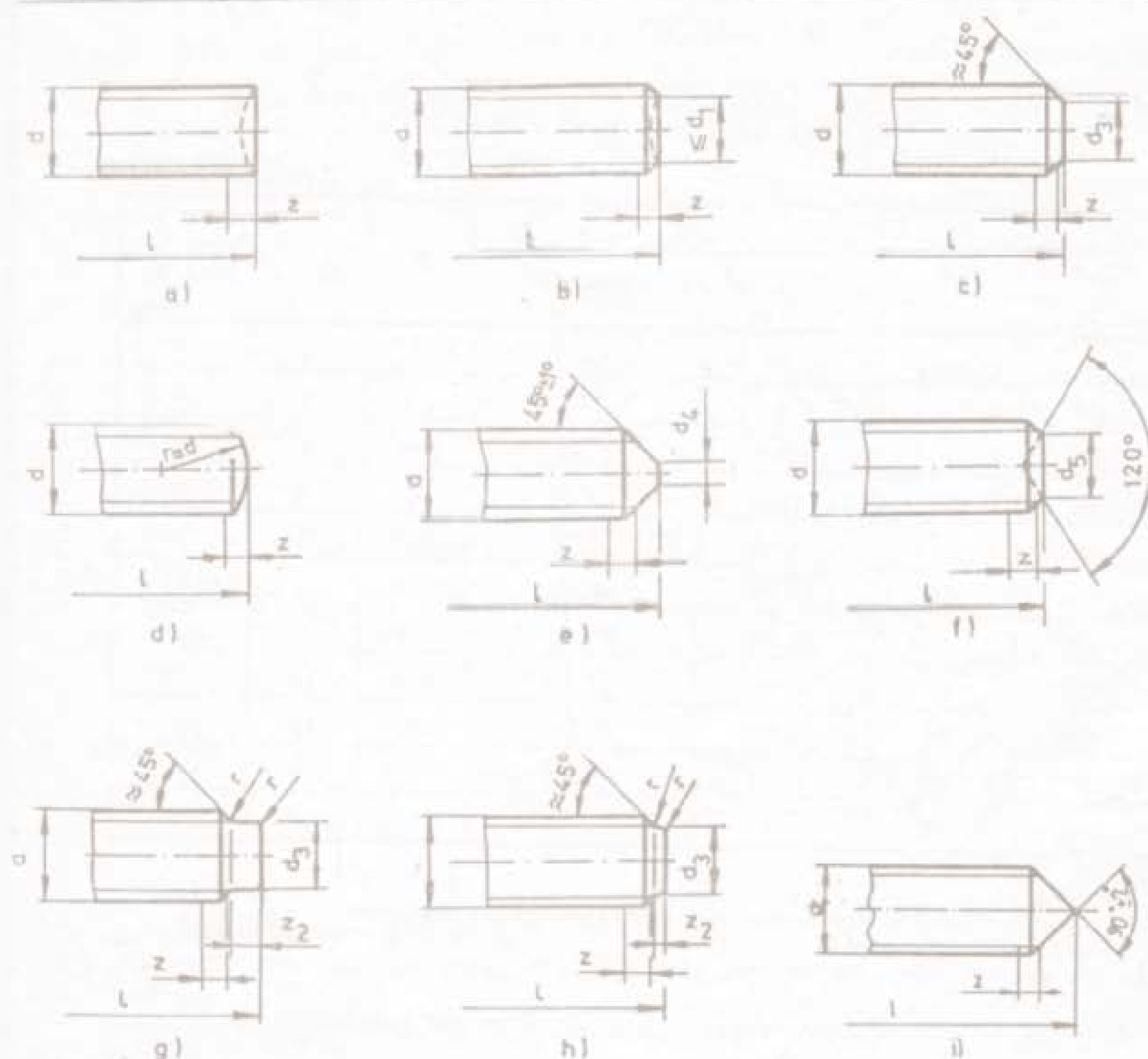



Fig. A4.6

Tabelul A4.9

| Filet, d | $d_1$ (h13) | $d_4$ (h14) | $d_5$ | $z_1$ | $z_2$ |
|---|---|---|---|---|---|
| 3 | 2 | - | 1,4 | 0,75 | 1,5 |
| 4 | 2,5 | - | 2 | 1 | 2 |
| 5 | 3,5 | - | 2,5 | 1,25 | 2,5 |
| 6 | 4 | 1,5 | 3 | 1,5 | 3 |
| 8 | 5,5 | 2 | 5 | 2 | 4 |
| 10 | 7 | 2,5 | 6 | 2,5 | 5 |
| 12 | 8,5 | 3 | 7 | 3 | 6 |
| 14 | 10 | 4 | 8,5 | 3,5 | 7 |
| 16 | 12 | 4 | 10 | 4 | 8 |
| 18 | 13 | 5 | 11 | 4,5 | 9 |
| 20 | 15 | 5 | 13 | 5 | 10 |

Cota z a filetului incomplet este maxim 2p (p este pasul filetului).

## 2. ŞURUBURI

### 2.1. Şurub cu cap hexagonal, filetat pînă sub cap (Extras din STAS 4845-89)

Tabelul A4.10

| Filet d | S | e(min) | | k | l | |
|---|---|---|---|---|---|---|
| | | Clasa de execuţie A | Clasa de execuţie B | | de la | pînă la |
| M3 | 5,5 | 6,07 | - | 2 | 4 | 25 |
| M4 | 7 | 7,66 | - | 2,8 | 5 | 70 |
| M5 | 8 | 8,79 | 8,63 | 3,5 | 6 | 80 |
| M6 | 10 | 11,05 | 10,89 | 4 | 6 | 80 |
| M8 | 13 | 14,38 | 14,20 | 5,3 | 8 | 110 |
| M10 | 16 | 17,77 | 17,59 | 6,4 | 8 | 150 |
| M12 | 18 | 20,03 | 19,85 | 7,5 | 10 | 150 |
| (M14) | 21 | 23,35 | 22,78 | 8,8 | 10 | 150 |
| M16 | 24 | 26,75 | 26,17 | 10 | 12 | 150 |
| (M18) | 27 | 30,14 | 29,56 | 11,5 | 14 | 150 |
| M20 | 30 | 33,53 | 32,95 | 12,5 | 14 | 150 |

Observaţii:

1. D este diametrul cercului circumscris capului hexagonal.
2. Valorile dimensiunii l sînt: 4, 5, 6, 8, 10, 14, 16, 20, 25, 30, 35, 40, 45, 50, 55, 60, 65, 70, (75), 80, 85, 90, 100, 110, 120, 130, 140, 150, 160, 170, 180, 190, 200.
3. Valorile scrise în paranteze se vor evita pe cît posibil.

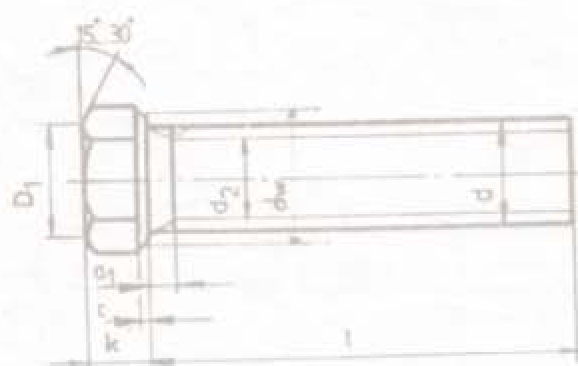



Fig. A4.7

- $D_1 \approx 0,95$ S;
- $a_1$, conform STAS 3508/1-80;
- c, $d_a$, $d_w$, r conform STAS 2700/2-89; ($d_w = (0,95 \div 1)S$)
- desenul se completează cu vîrful şurubului conform STAS 4942-89.

Notarea conform STAS 2700/1-89.

Exemplu de notare a unui şurub cu cap hexagonal, filetat pînă sub cap, cu filet M5 avînd cîmpul de toleranţă 6g, cu lungimea l=25 mm şi cu caracteristici mecanice conform grupei 8.8.:

Şurub STAS 4845-89 M5×25 gr. 8.8

## 2.2. Şurub cu cap striat (Extras din STAS 5302-80)

În STAS 5302-80 se stabilesc formele şi dimensiunile şuruburilor cu cap striat, de uz general, cu filet de la M1 la M10. Cele două forme constructive sînt:

- şurub filetat pînă sub cap (fig. A4.8);
- şurub cu tijă parţial filetată.

Dimensiunile variantei filetate pînă sub cap sînt prezentate în tabelul A4.11.

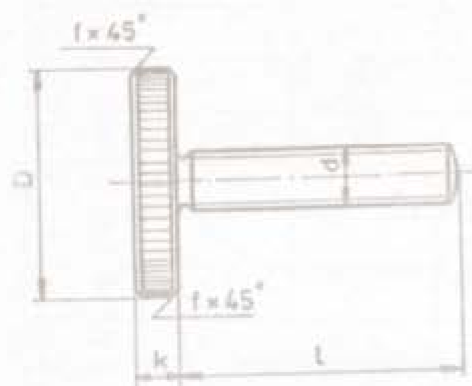



Fig. A4.8

Tabelul A4.11

Dimensiuni în [mm]

| Filet d | D | k | f | l |
|---|---|---|---|---|
| M2 | 9 | 2 | 0,2 | 4, 5, 6 |
| M2,5 | 10 | 2,5 | 0,3 | 5, 6, 8 |
| M3 | 11 | 3 | 0,3 | 6, 8, 10 |
| (M3,5) | 14 | 3 | 0,4 | 6,8,10,12,13 |
| M4 | 16 | 3,5 | 0,4 | 8,10,12,13,16 |
| M5 | 20 | 4 | 0,4 | 10,12,13,16 |
| M6 | 24 | 5 | 0,5 | 12,13,16,18 |
| M8 | 30 | 6 | 0,6 | 18,20,(22) |
| M10 | 36 | 8 | 0,8 | (22),25,(28),30 |

Observaţie: Dimensiunile înscrise între paranteze se vor evita, pe cît posibil.

Notarea conform STAS 2700/1-89.

<u>Exemplu de notare</u> a unui şurub cu cap striat, cu filet M5 avînd cîmpul de toleranţă 6g, cu lungimea l=25 mm şi cu caracteristici mecanice conform grupei 8.8:

Şurub STAS 5302-80 M5x25 gr. 8.8

## 2.3. Şurub cu cap înecat crestat (Extras din STAS 2571-90)

Tab. A4.12

În STAS 2571-90 se stabilesc dimensiunile şuruburilor cu cap înecat crestat, de uz general, cu filet de la M1 la M12. Sînt prevăzute două variante constructive: şurub filetat pînă sub cap (fig. A4.9a), respectiv şurub cu tijă parţial filetată (fig.A4.9b).

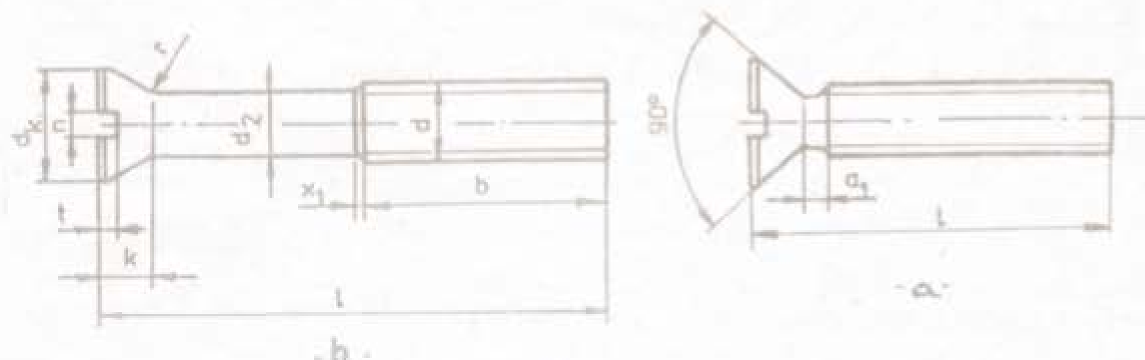



Fig. A4.9

Tabelul A4.12

| Filet d | $d_k$ | | k | n | r | t | | l |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| | max. | min. | max. | | max. | max. | min. | |
| M 1 | 1,9 | 1,6 | 0,6 | 0,25 | 0,1 | 0,3 | 0,2 | 2 ... 10 |
| M 1,6 | 3,0 | 2,7 | 1,0 | 0,4 | 0,4 | 0,5 | 0,32 | 2,5...16 |
| M 2 | 3,8 | 3,5 | 1,2 | 0,5 | 0,5 | 0,6 | 0,4 | 3 ... 20 |
| M 2,5 | 4,7 | 4,4 | 1,5 | 0,6 | 0,6 | 0,75 | 0,5 | 4 ... 25 |
| M 3 | 5,5 | 5,2 | 1,65 | 0,8 | 0,8 | 0,85 | 0,6 | 5 ... 30 |
| M 3,5 | 7,3 | 6,9 | 2,35 | 1,0 | 0,9 | 1,2 | 0,9 | 6 ... 35 |
| M 4 | 8,4 | 8,0 | 2,7 | 1,2 | 1,0 | 1,3 | 1,0 | 6 ... 40 |
| M 5 | 9,3 | 8,9 | 2,7 | 1,2 | 1,3 | 1,4 | 1,1 | 8 ... 50 |
| M 6 | 11,3 | 10,9 | 3,3 | 1,6 | 1,5 | 1,6 | 1,2 | 8 ... 55 |
| M 8 | 15,8 | 15,4 | 4,65 | 2,0 | 2,0 | 2,3 | 1,8 | 10 ... 80 |
| M 10 | 18,3 | 17,8 | 5,0 | 2,5 | 2,5 | 2,6 | 2,0 | 12 ... 80 |

Observaţie: Lungimile l [mm]: 5, 6, 8, 10, 12, (14), 16, 20, 25, 30, 35, 40, 45, 50, (55), 60, (65), 70, (75), 80, 90, 100.

## 3. PIULIŢE

### 3.1. Piuliţe hexagonale (Extras din STAS 4071-89)

În STAS 4071-89 se stabilesc dimensiunile piuliţelor hexagonale (fig. A4.10) de uz general, clasele de execuţie A şi B. Extrase din acest standard sînt redate în tabelul A4.13.

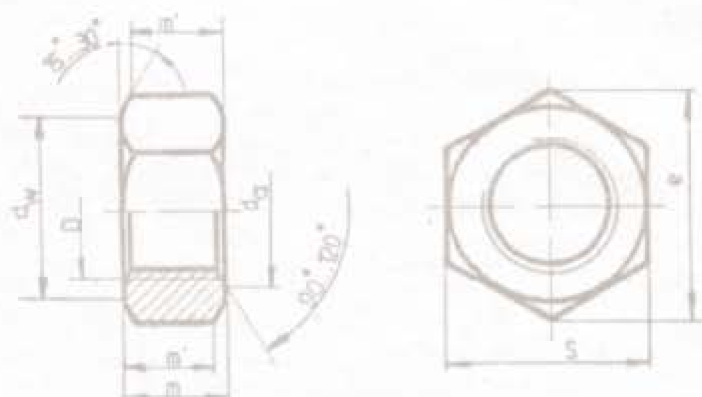



Fig. A4.10

Observaţii:

1. Grupele de caracteristici mecanice:
- 6 pentru d ≤ M5;
- 6, 8 şi 10 pentru d > M5.

2. Clasa de execuţie este:
- A pentru d ≤ M16;
- B pentru d > M16.

3. Filetul este cu pas normal sau cu pas fin avînd cîmpul de toleranţă 6H STAS 8165-84.

4. $d_w$ şi m' conform STAS 2700/2-89.

Notarea conform STAS 2700/1-89 cu precizarea că şirul 2 se indică în notare.

Exemplu de notare a unei piuliţe hexagonale cu filet M12 şi cu caracteristici mecanice conform grupei 8:

Piuliţa STAS 4071-88 M12 gr. 8

Tabelul A4.13

| Filet D | s<br>sirul 1 (sirul 2) | $d_a$ min | $d_a$ max | $e_{min}$<br>sirul 1 (sirul 2) | m<br>sirul 1 (sirul 2) |
|---|---|---|---|---|---|
| M3 | 5,5 | 3 | 3,45 | 6,01 | 2,4 |
| M4 | 7 | 4 | 4,6 | 7,66 | 3,2 |
| M5 | 8 | 5 | 5,75 | 8,79 | 4 (4,7) |
| M6 | 10 | 6 | 6,75 | 11,05 | 5 (5,2) |
| M8 | 13 | 8 | 8,75 | 14,38 | 6,5 (6,8) |
| M10 | 17 (16) | 10 | 10,8 | 18,9 (17,77) | 8 (8,4) |
| M12 | 19 (18) | 12 | 13 | 21,1 (20,03) | 10 (10,8) |
| (M14) | 22 (21) | 14 | 15,1 | 24,49 (23,35) | 11 (12,8) |
| M16 | 24 | 16 | 17,3 | 26,75 | 13 (14,8) |
| (M18) | 27 | 18 | 19,5 | 29,56 | 15 (15,8) |
| M20 | 30 | 20 | 21,6 | 32,95 | 16 (18) |
| (M22) | 32 (34) | 22 | 23,7 | 35,03 (37,29) | 18 (19,4) |
| M24 | 36 | 24 | 25,9 | 39,55 | 19 (21,5) |
| (M27) | 41 | 27 | 29,1 | 45,2 | 22 (23,8) |
| M30 | 46 | 30 | 32,4 | 50,85 | 24 (25,6) |

**Observaţie:** *Dimensiunile înscrise între paranteze se vor evita, pe cît posibil.*

### 3.2. Piuliţe înfundate joase (Extras din STAS 4374-90)

*Tab. A4.14*

În figura A4.11 se prezintă forma A. În standard se prezintă şi forma B, pentru piuliţe cu filet M12 şi mai mare, care prezintă o gaură filetată M5 în capul piuliţei, pentru evacuarea aerului.

Tabelul A4.14

| Filet, D | s | $e_{min}$ | m | $m_1$ min | $m_1$ max | $w_{min}$ | R |
|---|---|---|---|---|---|---|---|
| M8 | 13 | 14,38 | 12 | 9,21 | 9,79 | 2 | 15 |
| M10 | 16 | 17,77 | 14 | 10,65 | 11,35 | 2 | 20 |
| M12 | 18 | 20,03 | 16 | 13,15 | 13,85 | 2 | 25 |
| (M14) | 21 | 23,35 | 18 | 14,65 | 15,35 | 2 | 28 |
| M16 | 24 | 26,75 | 20 | 16,65 | 17,35 | 2 | 30 |
| (M18) | 27 | 29,56 | 22 | 18,58 | 19,42 | 2 | 32 |
| M20 | 30 | 32,95 | 25 | 20,58 | 21,42 | 2,5 | 35 |
| (M22) | 34 | 37,29 | 28 | 21,58 | 22,42 | 3 | 35 |
| M24 | 36 | 39,55 | 30 | 23,58 | 24,42 | 3 | 40 |
| (M27) | 41 | 45,2 | 32 | 25,58 | 26,42 | 3 | 50 |
| M30 | 46 | 50,85 | 34 | 27,58 | 28,42 | 3 | 60 |

**Observaţii:**

1. Dimensiunile înscrise între paranteze se vor evita pe cît posibil.
2. Simbolul formei A nu se indică în notare.

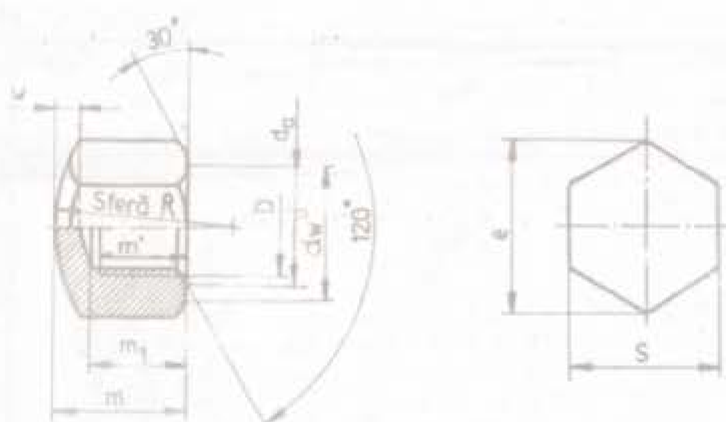



Fig. A4.11

- ieşirea şi degajarea filetului conform STAS 3508/1-80.

- $d_w$, m' conform STAS 2700/2-89.

Notarea conform STAS 2700/1-89.

Exemplu de notare a unei piuliţe înfundate joase cu filet M10 cu caracteristici mecanice conform grupei 5 :

**Piuliţă STAS 4374-90 M10 gr.5**

## 4. ŞTIFT FILETAT CU CRESTĂTURĂ CU CEP (Extras din STAS 4867-69)

Forma şi dimensiunile stabilite prin STAS 4867-69 sînt prezentate în figura A4.12 şi tabelul A4.15.

Notarea conform STAS 2700/1-84.

Exemplu de notare a unui ştift filetat cu crestătură cu cap avînd filet M10, cu lungimea 25 mm, cu caracteristici mecanice conform grupei 8.8:

**Ştift filetat STAS 4847/69 M10x25 grupa 8.8.**

Tabelul A4.15

| Filet | t | n | $c_1$ | $d_4$ | | $c_3$ | | r | l. |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| | | | | nominal | abateri | nominal | abateri | | |
| M3 | 1,2 | 0,5 | 0,8 | 2 | 0<br>-0,140 | 2,5 | +0,375<br>0 | 0,3 | 5...14 |
| M4 | 1,4 | 0,6 | 1,0 | 2,5 | | 3 | | | 6...18 |
| M5 | 1.6 | 0.8 | 1,2 | 3,5 | 0<br>-0,180 | | | | 8...25 |
| M6 | 2,0 | 1,0 | 1.5 | 4.5 | | 3,5 | +0,450<br>0 | 0,4 | 8...30 |
| M8 | 2,5 | 1,2 | 1,8 | 6 | | 5 | | | 10...40 |
| M10 | 3,0 | 1,6 | 2,2 | 7 | 0<br>-0,220 | 5,5 | | 0,5 | 12...45 |
| M12 | 4,0 | 2,0 | 2,5 | 9 | | 7 | | 0,6 | 12...50 |

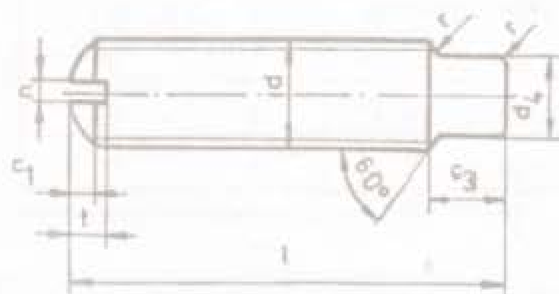



Fig. A4.12

Observaţii:

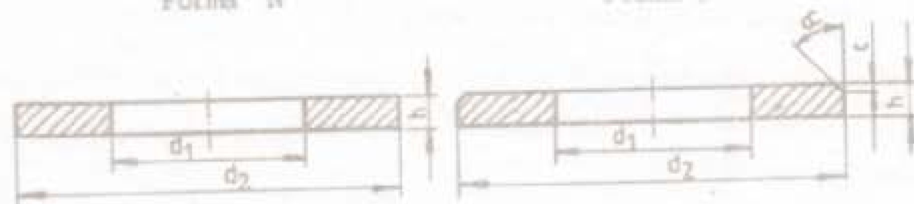
*- Lungimile l [mm]: 5, 6, 8, 10, 12, (14), 16, (18), 20, (22), 25, (28), 30, 35, 40, 45, 50.*

*- Dimensiunile înscrise între paranteze se vor evita, pe cît posibil.*

## 5. ŞAIBE

### 5.1. Şaibe plate (Extras din STAS 5200/4-91)

STAS 5200-91 (standard pe părţi) se referă la şaibele plate de aşezare, de diferite forme şi clase de execuţie, folosite la asamblarea pieselor metalice cu şuruburi cu cap hexagonal şi piuliţe hexagonale. Conform STAS 5200/4-91 şaibele de dimensiuni normale se execută în două variante (fig. A4.13).




*Observaţie:* a, c conform STAS 5200/1-91.

Fig. A4.13

Tabelul A4.16

| Filetul | M4 | M5 | M6 | M8 | M10 | M12 | M14 | M16 | M18 | M20 | M22 | M24 | M27 | M30 |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| $d_1$ | 4,3 | 5,3 | 6,4 | 8,4 | 10,5 | 13 | 15,2 | 17 | 19 | 21 | 23 | 25 | 28 | 31 |
| $d_2$ | 9 | 10 | 12 | 16 | 20 | 24 | 28 | 30 | 34 | 37 | 39 | 44 | 50 | 56 |
| h | 0,8 | 1 | 1,6 | 1,6 | 2 | 2,5 | 2,5 | 3 | 3 | 3 | 3 | 4 | 4 | 4 |

Notarea se face indicînd denumirea, tipul, diametrul filetului şi numărul prezentului standard.

Exemplu de notare:

Şaibă N10 STAS 5200/4-91

### 5.2. Şaibă prelucrată pentru bolţuri (Extras din STAS 5974-80)

STAS 5974-80 se referă la şaibele utilizate la bolţurile cu cap, conform STAS 5754/1-79 şi STAS 5754/2-79 şi la bolţurile fără cap, conform STAS 5756-73.

Forma şi dimensiunile şaibelor prelucrate pentru bolţuri sînt conform figurii A4.14 şi tabelului A4.17.

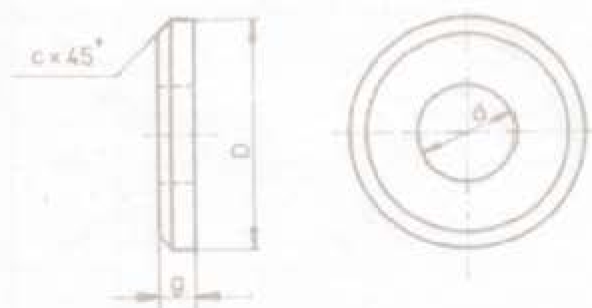



Fig. A4.14

Tabelul A4.17

| d D11 | D h13 | g h14 | c |
|---|---|---|---|
| 3 | 6 | 0,8 | 0,2 |
| 4 | 8 | 0,8 | 0,2 |
| 5 | 10 | 0,8 | 0,2 |
| 6 | 12 | 1,5 | 0,4 |
| 8 | 16 | 2 | 0,5 |
| 10 | 20 | 2,5 | 0,6 |
| 12 | 25 | 3 | 0,8 |
| 14 | 28 | 3 | 0,8 |
| 16 | 28 | 3 | 0,8 |
| 18 | 30 | 4 | 1 |
| 20 | 32 | 4 | 1 |
| 22 | 34 | 4 | 1 |
| 24 | 40 | 4 | 1 |
| 27 | 42 | 5 | 1,2 |
| 30 | 45 | 5 | 1,2 |

**Materialul** folosit pentru şaibele prelucrate pentru bolţuri este OL37 STAS 500/2-80.

**Notarea** unei şaibe prelucrate pentru bolţuri se face indicînd: denumirea, diametrul şi numărul standardului.

Exemplu de notare:

Şaibă 12 STAS 5974-80

5.3. Şaibe Grower (Extras din STAS 7666/2-80)

În STAS 7666/2-80 se stabilesc dimensiunile şaibelor Grower utilizate în industria construcţiilor de maşini (figura A4.15 şi tabelul A4.18).

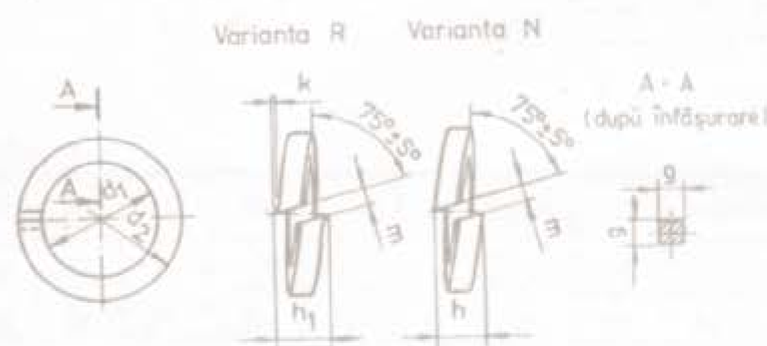



Fig. A4.15

**Materialul** şaibelor Grower, cf. STAS 7666/1-80, este oţel pentru arcuri OLC55A STAS 795-80, bronz fosforos, aliaje Al-Zn etc.

**Notarea** şaibelor Grower se face indicînd: denumirea, varianta, sensul filetului dacă este stînga, mărimea, numărul standardului şi, dacă este cazul liniuţă oblică, urmată de materialul (dacă diferă de OLC55A) şi acoperirea de protecţie (dacă se realizează).

Exemple de notare:

Şaibă Grower N 12 STAS 7666/2-80

Şaibă Grower stînga N 6 STAS 7666/2-80 / bronz fosforos

Şaibă Grower N 3 STAS 7666/2-80 / zincată

Tabelul A4.18

| Mărimea | $d_1$ | $d_2$ | g | k |
|---|---|---|---|---|
| 3 | 3,1 | 4,7 | 1 | - |
| 4 | 4,1 | 6,1 | 1,2 | 0,15 |
| 5 | 5,1 | 7,5 | 1,4 | 0,15 |
| 6 | 6,1 | 8,9 | 1,6 | 0,2 |
| 8 | 8,2 | 12,2 | 2 | 0,3 |
| 10 | 10,2 | 15,2 | 2,5 | 0,3 |
| 12 | 12,2 | 18,2 | 3 | 0,4 |
| 14 | 14,2 | 20,6 | 3,2 | 0,4 |
| 16 | 16,3 | 23,3 | 3,5 | 0,4 |
| 18 | 18,3 | 26,3 | 4 | 0,4 |
| 20 | 20,5 | 29,5 | 4,5 | 0,4 |
| 22 | 22,5 | 31,5 | 5 | 0,4 |
| 24 | 24,5 | 35,5 | 5,5 | 0,5 |
| 27 | 27,5 | 39,5 | 6 | 0,5 |
| 30 | 30,5 | 43,5 | 6,5 | 0,8 |

# 6. BOLŢURI ŞI ŞTIFTURI

## 6.1. Bolţ cu cap (Extras din STAS 5754/1-80)

În STAS 5754/1-80 se prezintă formele şi dimensiunile bolţurilor cu cap, de uz general, cu diametrul între 3 şi 100 mm (există şi bolţuri cu cap mic, conform STAS 5754/2-80).

Formele în care se execută bolţurile cu cap sînt (fig. A4.16):
- formele A - fără gaură de splint;
- forma B - cu gaură de splint.

Dimensiunile sînt redate în extrasul din tabelul A4.19.

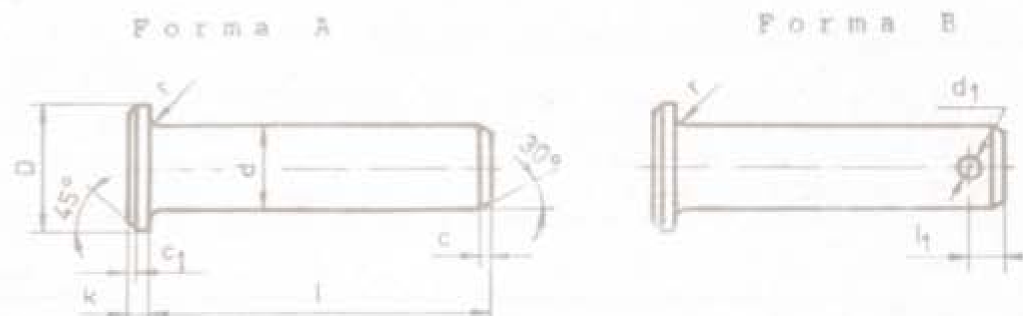



Fig. A4.16

Tabelul A4.19

| d h11 | D h14 | k | $c_1$ | r max | c max | $d_1$ H13 | $l_1$ min | l |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| 3 | 5 | 1 | 0,5 | 0,6 | 1 | 0,8 | 1,6 | 6...30 |
| 4 | 6 | 1 | 0,5 | 0,6 | 1 | 1 | 2,2 | 8...40 |
| 5 | 8 | 1,6 | 1 | 0,6 | 2 | 1,2 | 2,9 | 10...50 |
| 6 | 10 | 2 | 1 | 0,6 | 2 | 1,6 | 3,2 | 12...60 |
| 8 | 14 | 3 | 1 | 0,6 | 2 | 2 | 3,5 | 16...80 |
| 10 | 18 | 4 | 1 | 0,6 | 2 | 3,2 | 4,5 | 20...100 |
| 12 | 20 | 4 | 1,6 | 0,6 | 3 | 3,2 | 5,5 | 25...120 |
| 14 | 22 | 4 | 1,6 | 0,6 | 3 | 4 | 6 | 30...140 |
| 16 | 25 | 4,5 | 1,6 | 0,6 | 3 | 4 | 6 | 35...160 |
| 18 | 28 | 5 | 1,6 | 1 | 3 | 5 | 7 | 40...180 |
| 20 | 30 | 5 | 2 | 1 | 4 | 5 | 8 | 40...200 |
| 22 | 33 | 5,5 | 2 | 1 | 4 | 5 | 8 | 45...200 |
| 24 | 36 | 6 | 2 | 1 | 4 | 6,3 | 9 | 50...200 |
| 27 | 40 | 6 | 2 | 1 | 4 | 6,3 | 9 | 50...200 |
| 30 | 44 | 8 | 2 | 1 | 4 | 8 | 10 | 60...200 |

Observaţii:

*1. Se admite executarea bolţurilor cu diametrul $d_1$ la valoarea imediat următoare celei corespunzătoare diametrului d.*

*2. Lungimile l sînt: 6, 8, 10, 12, 14, 16, (18), 20, (22), 25, (28), 30, 35, 40,*

45, 50, 55, 60, 65, 70, 75, 80, 85, 90, (95), 100, (105), 110, (115), 120, (125), 130, 140, 150, 160, 170, 180, 190, 200.

3. Lungimile l cuprinse în paranteze se vor evita pe cît posibil.

**Notarea** bolţurilor cu cap se face indicînd denumirea prescurtată, simbolul formei (A sau B), diametrul d, lungimea l, lungimea $l_1$ (pentru bolţuri forma B), numărul prezentului standard şi marca oţelului.

Exemplu de notare a unui bolţ fără gaură de splint, cu diametrul d=10 mm şi lungimea l=40 mm, executat din OL50:

Bolţ A 10x40 STAS 5754/1-80 / OL50

## 6.2. Bolţuri fără cap (Extras din STAS 5756-73)

În STAS 5756-73 se stabilesc formele şi dimensiunile bolţurilor fără cap, cu diametrul între 3 mm şi 100 mm. Formele în care se execută sînt (fig. A4.17):

- tip A - fără găuri de splint;
- tip B - cu găuri de splint.

O parte din dimensiunile standardizate sînt redate sînt redate în tabelul A4.20.

Tabelul A4.20

| d (H11) | | 5 | 6 | 8 | 10 | 12 | 14 | 16 | 18 | 20 | 22 | 24 | 27 | 30 |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| $c_{max}$ | | 2 | | | | 3 | | | | 4 | | | | |
| $d_1$ (H 13) | | 1,2 | 1,6 | 2 | 3,2 | 3,2 | 4 | 4 | 5 | 5 | 5 | 6,3 | 6,3 | 8 |
| $l_{1\,min}$ | | 2,9 | 3,2 | 3,5 | 4,5 | 5,5 | 6 | 6 | 7 | 8 | 8 | 9 | 9 | 10 |
| l | de la | 10 | 12 | 16 | 20 | 25 | 30 | 35 | 40 | 40 | 45 | 50 | 55 | 60 |
| | pînă la | 50 | 60 | 80 | 100 | 120 | 180 | 200 | 200 | 200 | 200 | 200 | 200 | 200 |

**Observaţie:** *Lungimile standardizate l [mm] sînt: 10, 12, 14, 16, (18), 20, (22), 25, (28), 30, 35, 40, 45, 50, 55, 60, 65, 70, 75, 80, 85, 90, (95), 100, (105), 110, (115), 120, (125), 130, 140, 150, 160, 170, 180, 190, 200.* Dimensiunile cuprinse între paranteze se vor evita, pe cît posibil.

**Notarea** bolţurilor fără cap se face indicînd simbolul tipului, diametrul şi lungimea bolţului, numărul prezentului standard şi materialul.

Exemplu de notare a unui bolţ fără cap, cu gaură de splint, cu diametrul d=10 mm şi lungimea l=40 mm, executat din OL50:

Bolţ B 10x40 STAS 5756-73 / OL50

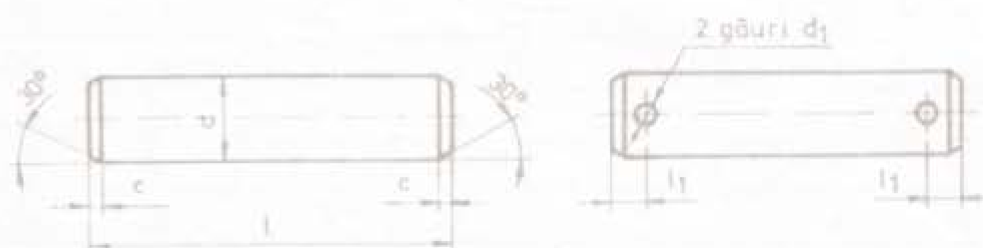



Fig. A4.17

### 6.3. Ştift cilindric (Extras din STAS 1599-80)

În STAS 1599-80 se stabilesc dimensiunile ştifturilor cilindrice de uz general cu diametrul între 0,8 şi 50 mm. Cele trei forme standardizate sînt prezentate în figura A4.18. O parte din dimensiunile standardizate sînt redate în tabelul A4.21.

Tabelul A4.21

| d | | 2 | 2,5 | 3 | 4 | 5 | 6 | 8 | 10 | 12 | 16 | 20 | 25 |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| $c_{\approx}$ | | 0,35 | 0,4 | 0,5 | 0,63 | 0,8 | 1,2 | 1,6 | 2 | 2,5 | 3 | 3,5 | 4 |
| l | de la | 6 | 6 | 8 | 8 | 10 | 12 | 14 | 20 | 25 | 30 | 40 | 50 |
| | pînă la | 25 | 25 | 30 | 45 | 50 | 60 | 80 | 100 | 150 | 180 | 200 | 200 |

**Observaţii:**

1. *Lungimile standardizate l[mm] sînt: 6, 8, 10, 12, 14, 16, 20, 25, 30, 35, 40, 45, 50, 55, 60, 65, 70, 75, 80, 90, 100, 110, 120, 130, 140, 150, 160, 170, 180, 200.*
2. Abaterile limite pentru alezajele în care se montează ştifturile sînt: H7 pentru forma A, H8 pentru forma B, H11 pentru forma C.

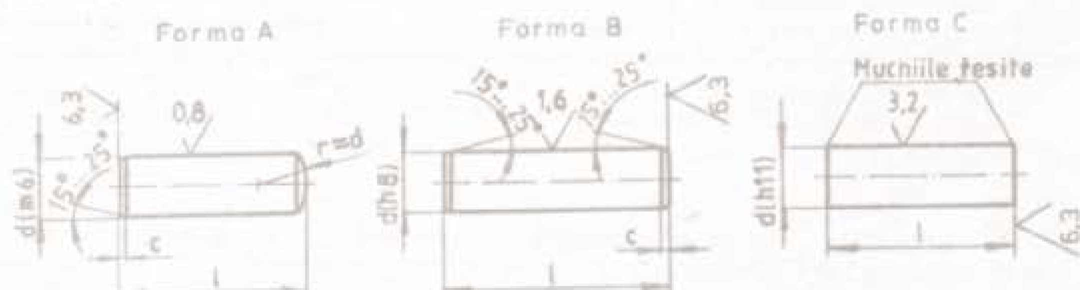



Fig. A4.18

Materialul folosit pentru ştifturile cilindrice este OL60 STAS 500/2-80. La cererea beneficiarului se pot utiliza şi alte mărci de oţeluri, inclusiv oţeluri tratate, caz în care se vor indica în notare marca oţelului şi tratamentul termic.

Notarea unui ştift cilindric se face indicînd: denumirea, forma, diametrul, semnul "x", lungimea, numărul standardului.

<u>Exemplu de notare</u>:

Ştift cilindric A 10x45 STAS 1599-80

## 7. ŞPLINTURI (Extras din STAS 1991-89)

Standardul 1991-89 se referă la şplinturile utilizate ca element de asigurare în domeniul construcţiei de maşini.

Forma şi dimensiunile şplinturilor sînt redate în figura A4.19 şi tabelul A4.22.




Fig. A4.19

Notarea şplinturilor se realizează prin denumirea, diametrul nominal [mm], simbolul "x", lungimea [mm] şi numărul prezentului standard.

<u>Exemplu de notare</u> a unui şplint cu diametrul nominal de 10 mm şi cu lungimea de 80 mm:

Şplint 10x80 STAS 1991-89

Materialul şplinturilor este sîrmă moale de oţel, OL34 sau OL37, STAS 500/2-80.

Tabelul A4.22

| Diametrul nominal | | 0,8 | 1 | 1,2 | 1,6 | 2 | 2,5 | 3,2 |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| d | max | 0,7 | 0,9 | 1 | 1,4 | 1,8 | 2,3 | 2,9 |
| | min | 0,6 | 0,8 | 0,9 | 1,3 | 1,7 | 2,1 | 2,7 |
| a max | | 1,6 | 1,6 | 2.5 | 2,5 | 2,5 | 2,5 | 3,2 |
| b | | 2,4 | 3 | 3 | 3,2 | 4 | 5 | 6,4 |
| c | max | 1,4 | 1,8 | 2 | 2,8 | 3,6 | 4,6 | 5,8 |
| | min | 1,2 | 1,6 | 1,7 | 2,4 | 3,2 | 4 | 5,1 |
| l | de la | 5 | 6 | 8 | 8 | 10 | 12 | 14 |
| | pînă la | 16 | 20 | 25 | 32 | 40 | 50 | 63 |

Observaţii:
1. Diametrul nominal al splintului este egal cu diametrul găurii de splint.
2. Diametrul d reprezintă diametrul sîrmei din care se execută splintul.
3. Splinturile se execută cu vîrfurile ramurilor ascuţite sau plate conform figurii, la alegerea producătorului.
4. Lungimile standardizate sînt: 5, 6, 8, 10, 12, 14, 16, 18, 20, 22, 25, 28, 32, 36, 40, 45, 50, 56, 63.

## 8. INELE de siguranţă excentrice pentru arbori şi canalele pentru ele (Extras din STAS 5848/2-88)

În STAS 5848/2-88 se stabilesc forma şi dimensiunile inelelor de siguranţă excentrice, pentru arbori utilizate ca reazeme axiale în construcţia de maşini, şi a canalelor pentru ele.

Sînt prevăzute trei forme constructive (identice din punct de vedere funcţional), una dintre ele fiind redată în figura A4.20. Forma şi dimensiunile constructive ale canalului pentru inele excentrice este prezentată în figura A4.21. În tabelul A4.23 se prezintă în extras dimensiunile inelelor şi canalelor pentru ele, precum şi forţa axială maximă la care pot fi solicitate inelele, pentru seria normală de dimensiuni (în standard este prevăzută şi seria grea de dimensiuni).

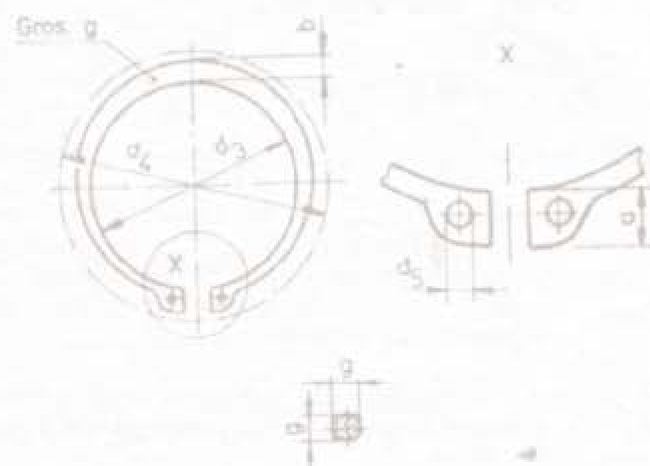



Fig. A4.20

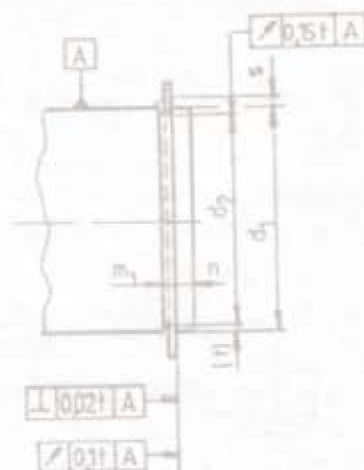



Fig. A4.21

Notarea unui inel de siguranță excentric pentru arbore se face indicînd în ordine denumirea prescurtată, diametrul arborelui, simbolul "x", grosimea inelului și numărul standardului.

Exemplu de notare:
**Inel de siguranță 50x2 STAS 5848/2-88**

**Tabelul A4.23**

| Diametrul nominal al arborelui $d_1$ | Inelul de siguranță | | | | | | Canalul din arbore | | | | Forța axială [kN] max. |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| | $d_3$ | a max | $b_1$ ≈ | g nom | $d_5$ min | $d_4$ | $d_2$ $h_{12}$ | $m_1$ H13 | $m_2$ min | n min | |
| 20 | 18,5 | 4 | 2,6 | 1,2 | 2 | [illegible] | 19 | 1,3 | 1,4 | 1,5 | 17,10 |
| 22 | 20,5 | 4,2 | 2,8 | 1,2 | 2 | 30,8 | 21 | 1,3 | 1,4 | 1,5 | 16,90 |
| 24 | 22,2 | 4,4 | 3 | 1,2 | 2 | 33,2 | 22,9 | 1,3 | 1,4 | 1,7 | 16,10 |
| 25 | 23,2 | 4,4 | 3 | 1,2 | 2 | 34,2 | 23,9 | 1,3 | 1,4 | 1,7 | 16,20 |
| 28 | 25,9 | 4,7 | 3,2 | 1,5 | 2 | 37,9 | 26,6 | 1,6 | 1,7 | 2,1 | 32,10 |
| 30 | 27,9 | 5 | 3,5 | 1,5 | 2 | 40,5 | 28,6 | 1,6 | 1,7 | 2,1 | 32,10 |
| 32 | 29,6 | 5,2 | 3,6 | 1,5 | 2,5 | 43 | 30,3 | 1,6 | 1,7 | 2,6 | 31,20 |
| 34 | 31,5 | 5,4 | 3,8 | 1,5 | 2,5 | 45,4 | 32,2 | 1,6 | 1,7 | 2,6 | 31,30 |
| 35 | 32,2 | 5,6 | 3,9 | 1,5 | 2,5 | 46,8 | 33 | 1,6 | 1,7 | 3 | 30,80 |
| 38 | 35,2 | 5,8 | 4,2 | 1.75 | 2,5 | 50,2 | 36 | 1,85 | 2 | 3 | 49,50 |
| 40 | 36,5 | 6 | 4,4 | 1,75 | 2,5 | 52,6 | 37,5 | 1,85 | 2 | 3,8 | 51,00 |
| 42 | 38,5 | 6,5 | 4,5 | 1,75 | 2,5 | 55,7 | 39,5 | 1.85 | 2 | 3,8 | 50,00 |
| 45 | 41,5 | 6,7 | 4,7 | 1,75 | 2,5 | 59,1 | 42,5 | 1,85 | 2 | 3,8 | 45,00 |
| 48 | 44,5 | 6,9 | 5 | 1.75 | 2,5 | 62,5 | 45,5 | 1,85 | 2 | 3,8 | 49,40 |
| 50 | 45,8 | 6,9 | 5,1 | 2 | 2,5 | 64,5 | 47 | 2,15 | 2,3 | 4,5 | 73,30 |
| 52 | 47,8 | 7 | 5,2 | 2 | 2,5 | 66,7 | 49 | 2,15 | 2,3 | 4,5 | 73,10 |
| 55 | 50,8 | 7,2 | 5,4 | 2 | 2,5 | 70,2 | 52 | 2,15 | 2,3 | 4,5 | 71,40 |
| 58 | 53,6 | 7,3 | 5,6 | 2 | 2,5 | 73,6 | 55 | 2,15 | 2,3 | 4.5 | 71,10 |
| 60 | 55,8 | 7,4 | 5,8 | 2 | 2,5 | 75,6 | 57 | 2,15 | 2,3 | 4,5 | 69,70 |
| 62 | 57,8 | 7,5 | 6 | 2 | 2,5 | 77,8 | 59 | 2,15 | 2,3 | 4,5 | 69,30 |
| 65 | 60,8 | 7,8 | 6,3 | 2,5 | 3 | 81,4 | 62 | 2,65 | 2,8 | 4,5 | 135,60 |
| 68 | 63,5 | 8 | 6,5 | 2,5 | 3 | 84,4 | 65 | 2,65 | 2,8 | 4,5 | 135,90 |
| 70 | 65,5 | 8,1 | 6,6 | 2,5 | 3 | 87 | 67 | 2,65 | 2,8 | 4,5 | 134,20 |

Observații:

1. Clasa de toleranță pentru dimensiunea m este H11 dacă inelul este supus unor forțe axiale din ambele sensuri.
2. $d_4$ este diametrul exterior maxim al inelului deschis pentru montaj.

ANEXA A5

# PENE

## 1. ÎMBINĂRI PRIN PENE PARALELE (Extras din STAS 1004-81)

Standardul 1004-81 stabilește dimensiunile penelor paralele obișnuite, de uz general, destinate în principal îmbinării pe capete de arbore cilindrice sau conice, cît și pentru îmbinări pe arbori, precum și canalele corespunzătoare în arbore și în butuc.

Cele trei forme în care se execută penele paralele sînt prezentate în figura A5.1.

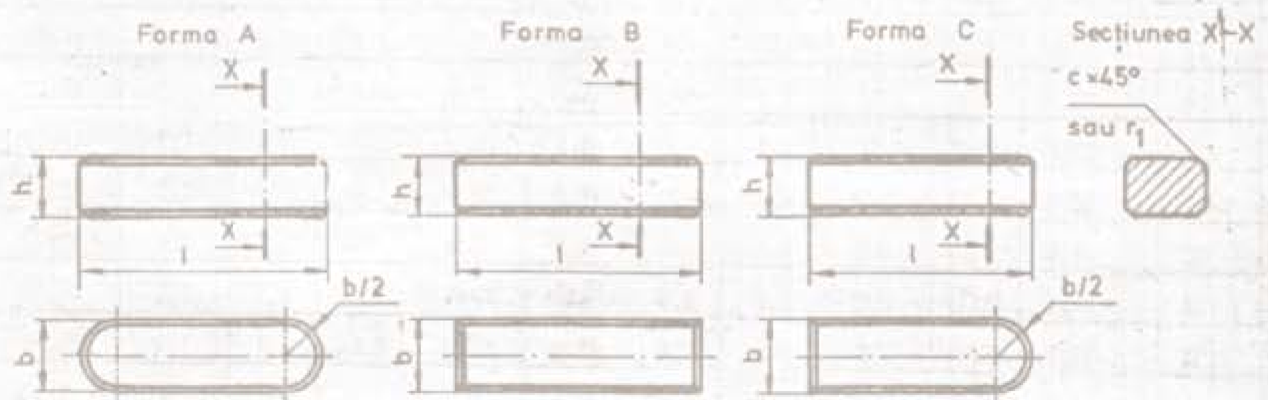



Fig. A5.1

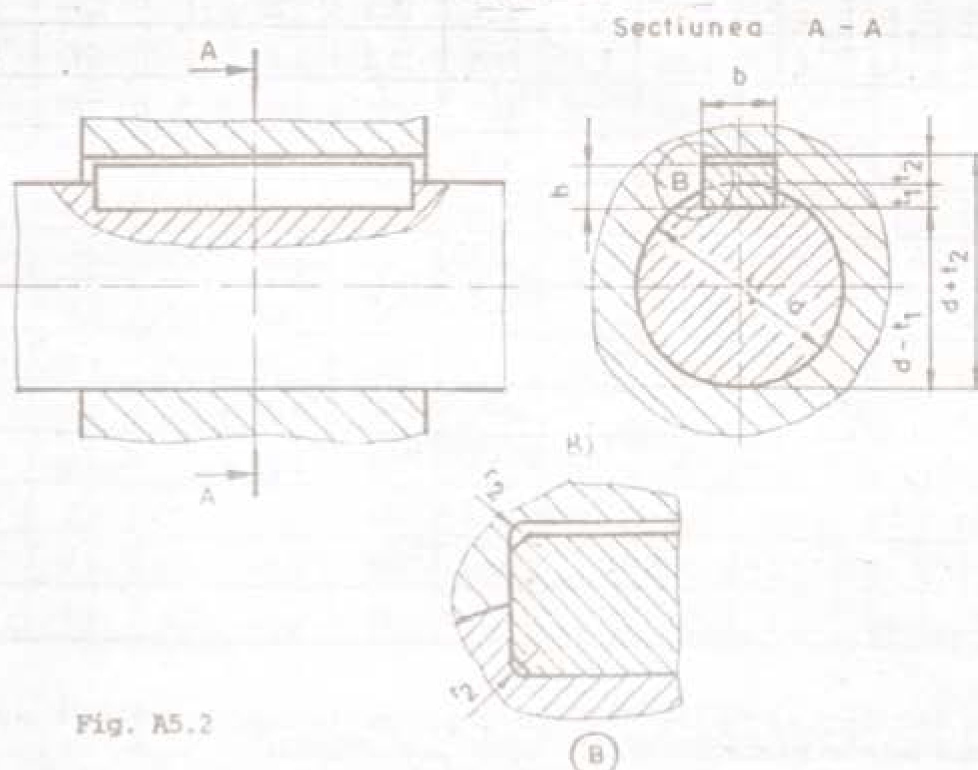



Fig. A5.2

În figura A5.2 este prezentată o asamblare cu pană paralelă, indicîndu-se dimensiunile caracteristice canalelor din arbore şi din butuc.

Dimensiunile penelor paralele şi ale canalelor pentru ele sînt indicate în tabelele A5.1 respectiv A5.2, extrase din STAS 1004-81.

Notarea penelor se face indicînd denumirea (pană), simbolul formei, dimensiunile (bxhxl) şi numărul standardului.

<u>Exemplu de notare</u> pentru o pană paralelă, forma A, cu dimensiunile b=20 mm, h=12 mm şi l=125 mm.

Pana A 20x12x125 STAS 1004-81

Materialul penelor se indică a fi un oţel cu rezistenţa la rupere de minim 590 MPa.

Tabelul A5.1

| d | | Pana | | | | | | | |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| | | b | | h | | l | | c sau $r_1$ | |
| peste | pînă la | nominal | abateri limită h9 | nominal | abateri limită h11 | de la | pînă la | max. | min. |
| 6 | 8 | 2 | 0 -0,025 | 2 | 0 -0,025 | 6 | 20 | 0,25 | 0,16 |
| 8 | 10 | 3 | | 3 | | 6 | 36 | | |
| 10 | 12 | 4 | 0 -0,030 | 4 | 0 -0,030 | 8 | 45 | | |
| 12 | 17 | 5 | | 5 | | 10 | 56 | 0,40 | 0,25 |
| 17 | 22 | 6 | | 6 | | 14 | 70 | | |
| 22 | 30 | 8 | 0 -0,036 | 7 | 0 -0,090 | 18 | 90 | | |
| 30 | 38 | 10 | | 8 | | 22 | 110 | 0,60 | 0,40 |
| 38 | 44 | 12 | 0 -0,043 | 8 | | 28 | 140 | | |
| 44 | 50 | 14 | | 9 | | 36 | 160 | | |
| 50 | 58 | 16 | | 10 | | 45 | 180 | | |
| 58 | 65 | 18 | | 11 | 0 -0,110 | 50 | 200 | | |
| 65 | 75 | 20 | 0 -0,052 | 12 | | 56 | 220 | 0,80 | 0,60 |
| 75 | 85 | 22 | | 14 | | 63 | 250 | | |
| 85 | 95 | 25 | | 14 | | 70 | 280 | | |
| 95 | 110 | 28 | | 16 | | 80 | 320 | | |
| 110 | 130 | 32 | 0 -0,062 | 18 | | 90 | 360 | | |
| 130 | 150 | 36 | | 20 | 0 -0,130 | 100 | 400 | 1,20 | 1,00 |
| 150 | 170 | 40 | | 22 | | 100 | 400 | | |
| 170 | 200 | 45 | | 25 | | 110 | 450 | | |

Observaţii:

1. *Abaterile limită la dimensiunea h a penei sînt: h9 pentru secţiuni pătrate şi h11 pentru secţiuni dreptunghiulare.*

2. *Valorile lungimii l a penei se aleg, în limita intervalelor indicate în tabelul 5.1; valorile standardizate pentru lungimea l sînt [mm]: 8, 10, 12, 14, 16, 18, 20, 22, 25, 28, 32, 36, 40, 45, 50, 56, 63, 70, 80, 90, 100, 110, 125, 140, 160, 180, 200, 220, 250, 280, 320, 360, 400, 450, 500.*

3. Cu excepţia capetelor de arbore, se admite utilizarea unei pene standardizate

cu secțiunea mai mică decît cea indicată pentru diametrul corespunzător al arborelui, dacă rezistența penei este suficientă pentru transmiterea efortului respectiv (pentru arbori tubulari sau în trepte, la transmiterea de momente de torsiune reduse etc.). În acest caz, dimensiunile $t_1$ și $t_2$ se vor recalcula pentru a menține înălțimile laterale de contact egale cu $h/2$. Nu se admite utilizarea unei pene cu secțiunea mai mare decît cea indicată pentru diametrul respectiv al arborelui.

**Tabelul A5.2**

Dimensiuni în [mm]

| Canal | | | | | | | | | | $r_1$ | |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| b | | | | | | $t_1$ (în arbore) | | $t_2$ (în butuc) | | | |
| nominal | ajustaj liber | | ajustaj normal | | ajustaj presat arbore și butuc | nominal | abateri limită | nominal | abateri limită | max. | min. |
| | în arbore H9 | în butuc D10 | în arbore N9 | în butuc $J_s9$ | P9 | | | | | | |
| 2 | +0,025<br>0 | +0,060<br>+0,020 | -0,004<br>-0,029 | ±0,0125 | -0,006<br>-0,031 | 1,2 | | 1 | | 0,16 | 0,08 |
| 3 | | | | | | 1,8 | | 1,4 | | | |
| 4 | | | | | | 2,5 | +0,1<br>0 | 1,8 | +0,1<br>0 | | |
| 5 | +0,030<br>0 | +0,078<br>+0,030 | 0<br>-0,030 | ±0,0150 | -0,012<br>-0,024 | 3 | | 2,3 | | | |
| 6 | | | | | | 3,5 | | 2,8 | | 0,25 | 0,16 |
| 8 | | | | | | 4,0 | | 3,3 | | | |
| 10 | +0,036<br>0 | +0,098<br>+0,040 | 0<br>-0,036 | ±0,0180 | -0,015<br>-0,051 | 5,0 | | 3,3 | | | |
| 12 | | | | | | 5,0 | | 3/3 | | | |
| 14 | +0,043<br>0 | +0,120<br>+0,050 | 0<br>-0,043 | ±0,0215 | -0,018<br>-0,061 | 5,5 | | 3,8 | | 0,40 | 0,25 |
| 16 | | | | | | 6,0 | | 4,3 | | | |
| 18 | | | | | | 7,0 | | 4,4 | | | |
| 20 | | | | | | 7,5 | +0,2<br>0 | 4,9 | +0,2<br>0 | | |
| 22 | +0,052<br>0 | +0,149<br>+0,065 | 0<br>-0,052 | ±0,0260 | -0,022<br>-0,074 | 9,0 | | 5,4 | | | |
| 25 | | | | | | 9,0 | | 5,4 | | 0,60 | 0,40 |
| 28 | | | | | | 10,0 | | 6,4 | | | |
| 32 | | | | | | 11,0 | | 7,4 | | | |
| 36 | | | | | | 12,0 | | 8,4 | | | |
| 40 | +0,062<br>0 | +0,180<br>+0,080 | 0<br>-0,062 | ±0,0310 | -0,026<br>-0,088 | 13,0 | +0,3<br>0 | 9,4 | +0,3<br>0 | 1,0 | 0,7 |
| 45 | | | | | | 15,0 | | 10,4 | | | |

## 2. PENE PARALELE CU GĂURI DE FIXARE (Extras din STAS 1006-90)

În STAS 1006-90 se prezintă formele și dimensiunile penelor paralele cu găuri de fixare, care se montează pe arbori cu ajutorul a două șuruburi de fixare. Penele

paralele cu găuri de fixare se execută în trei forme ce corespund cu formele penelor paralele (STAS 1004-81):

- forma A, cu ambele capete rotunde,
- forma B, cu ambele capete drepte,
- forma C, cu capăt rotund şi un capăt drept.

În figura A5.3 se prezintă forma B precum şi modul de fixare pe arbore.

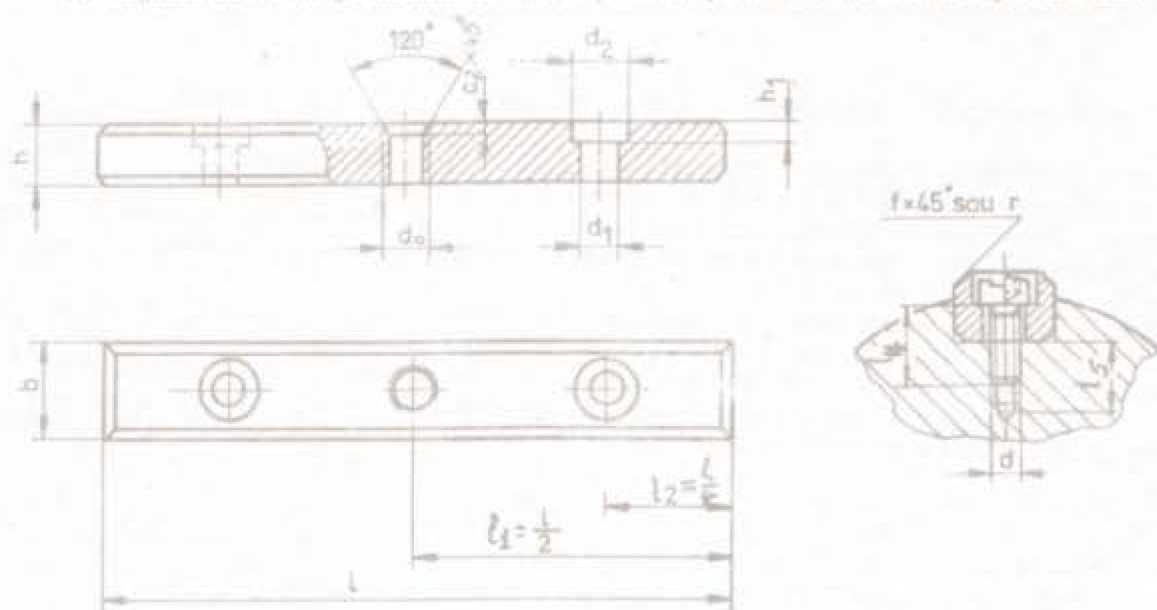



Fig. A5.3

Dimensiunile caracteristice penelor paralele cu găuri de fixare sint redate în tabelul A5.3. Dimensiunile canalelor din arbore şi butuc indicate în tabelul A5.2 rămîn valabile şi pentru acest tip de pene.

Notarea penelor se face indicînd denumirea (pană), simbolul formei, dimensiunile (bxhxl) şi numărul standardului.

<u>Exemplu de notare</u> pentru o pană, forma A, cu dimeniunile b=20 mm, h=12 mm şi l=125 mm.

**Pană A 20×12×125 STAS 1006-90**

Materialul penelor se indică a fi un oţel cu rezistenţa la rupere de minim 590 MPa.

**Tabelul A5.3**

Dimensiuni în [mm]

| b | 8 | 10 | 12 | 14 | 16 | 18 | 20 | 22 | 25 | 28 |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| h | 7 | 8 | 8 | 9 | 10 | 11 | 12 | 14 | 14 | 16 |
| t | 2,4 | | 3,2 | 4,0 | 4,7 | | | 6 | | |
| $d_1$ (H14) | 3,6 | | 4,8 | 5,8 | 7 | | | 10 | | |
| $d_1$ (H13) | 6 | | 8 | 9,5 | 11 | | | 14 | | |
| $d_0$ (H14) | M3 | | M4 | M5 | | M6 | | M8 | | |
| $c_1$ | 0,5 | | 1 | | | | | | | |
| $l_5$ | 7 | 8 | 10 | | 11 | | | 16 | | |
| şurub $d_0 \times l_5$ | M3×8 | M3×10 | M4×10 | M5×12 | | M6×14 | | M8×20 | | |

**Observaţie**: Lungimile penelor corespund cu cele indicate în paragraful 1. Lungimea $l_1$ este jumătate din lungimea penei.

**ANEXA A6**

# RULMENŢI

## 1. RULMENŢI AXIALI CU BILE PE UN RÎND

În STAS 3921-86 se stabileşte gama de mărimi, dimensiunile principale şi sarcinile de bază pentru rulmenţii axiali cu bile pe un rînd, cu simplu efect, cu şaibe plane, de uz general. Principalele dimensiuni constructive sînt ilustrate în figura A6.1, iar în figura A6.2 se indică reprezentarea în desenul tehnic a acestor rulmenţi, conform STAS 8953-85.

**Dimensiunile şi sarcinile de bază** pentru două tipodimensiuni (seriile de dimensiuni 11 şi 12) sînt extrase în tabelul A6.1. Celelalte serii de dimensiuni (13, 14) se caracterizează prin sarcini de bază superioare la acelaşi diametru nominal d. În tabel sînt prezentate şi dimensiunile de montaj recomandate conform figurii A6.3.

***Observaţie:*** Pentru rulmenţii prezentaţi în tabelul A6.1 diametrele $d_1$ şi D sînt egale.

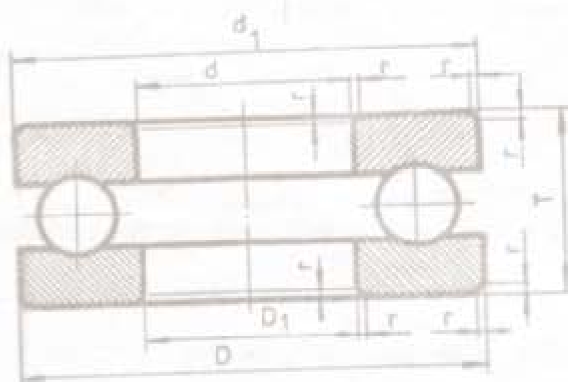



Fig. A6.1

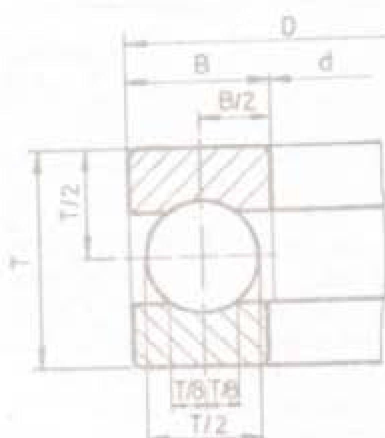



Fig. A6.2

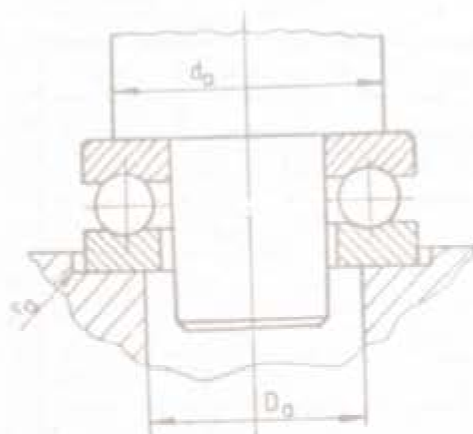



Fig. A6.3

**Cîmpurile de toleranţă** ale suprafeţelor de montaj ale rulmenţilor axiali cu bile, dacă sarcina este pur axială, se recomandă a fi (STAS 6671-77):

- j6 - pentru arbori;
- H8 - pentru alezajele carcaselor (pentru lagăre axiale fără exigenţe, jocul radial în carcasă poate fi pînă la 0,001 D).

**Abaterile limită de formă şi poziţie** ale suprafeţelor de montaj (ovalitatea sau conicitatea maximă a suprafeţelor cilindrice, respectiv bătaia frontală a umerilor de sprijin) recomandate în STAS 6671-77 pentru rulmenţii din clasa de precizie P0 (cu toleranţe considerate normale) sînt extrase în tabelul A6.2.

**Rugozitatea** suprafeţelor de montaj recomandate în STAS 6671-77, pentru rulmenţii din clasa de precizie P0, este indicată în tabelul A6.3.

**Notarea** rulmenţilor se face prin indicarea simbolului şi a standardului corespunzător.

Exemplu de notare:

Rulment 51108 STAS 3921-80

Tabelul A6.1

| Simbol | d | D | $D_1$ | T | r | Dimensiuni de montaj | | | Sarcina axială de bază $C_a$ [kN] |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| | | | | | | $d_a$ min | $D_a$ max | $r_a$ max | |
| 51100 | 10 | 24 | 11 | 9 | 0,5 | 19 | 15 | 0,3 | 11,4 |
| 51200 | 10 | 26 | 12 | 11 | 1 | 20 | 16 | 0,6 | 14,0 |
| 51101 | 12 | 26 | 13 | 9 | 0,5 | 21 | 17 | 0,3 | 12,5 |
| 51201 | 12 | 28 | 14 | 11 | 1 | 22 | 18 | 0,6 | 15,6 |
| 51102 | 15 | 28 | 16 | 9 | 0,5 | 23 | 20 | 0,3 | 13,7 |
| 51202 | 15 | 32 | 17 | 12 | 1 | 25 | 22 | 0,6 | 20,4 |
| 51103 | 17 | 30 | 18 | 9 | 0,5 | 25 | 22 | 0,3 | 16,0 |
| 51203 | 17 | 35 | 19 | 12 | 1 | 28 | 24 | 0,6 | 22,0 |
| 51104 | 20 | 35 | 21 | 10 | 0,5 | 29 | 26 | 0,3 | 22,0 |
| 51204 | 20 | 40 | 22 | 14 | 1 | 32 | 28 | 0,6 | 31,0 |
| 51105 | 25 | 42 | 26 | 11 | 1 | 35 | 32 | 0,6 | 29,0 |
| 51205 | 25 | 47 | 27 | 15 | 1 | 38 | 34 | 0,6 | 41,5 |
| 51106 | 30 | 47 | 32 | 11 | 1 | 40 | 37 | 0,6 | 32,5 |
| 51206 | 30 | 52 | 32 | 16 | 1 | 43 | 39 | 0,6 | 48,0 |
| 51107 | 35 | 52 | 37 | 12 | 1 | 45 | 42 | 0,6 | 39,0 |
| 51207 | 35 | 62 | 37 | 18 | 1,5 | 51 | 46 | 1 | 64,0 |
| 51108 | 40 | 60 | 42 | 13 | 1 | 52 | 48 | 0,6 | 52,0 |
| 51208 | 40 | 68 | 42 | 19 | 1,5 | 57 | 51 | 1 | 76,5 |
| 51109 | 45 | 65 | 47 | 14 | 1 | 57 | 53 | 0,6 | 57,0 |
| 51209 | 45 | 73 | 47 | 20 | 1,5 | 62 | 56 | 1 | 86,5 |
| 51110 | 50 | 70 | 52 | 14 | 1 | 62 | 58 | 0,6 | 62,0 |
| 51210 | 50 | 78 | 52 | 22 | 1,5 | 67 | 61 | 1 | 91,5 |
| 51111 | 55 | 78 | 57 | 16 | 1 | 69 | 64 | 0,6 | 76,5 |
| 51211 | 55 | 90 | 57 | 25 | 1,5 | 76 | 69 | 1 | 132,0 |
| 51112 | 60 | 85 | 62 | 17 | 1,5 | 75 | 70 | 1 | 93,0 |
| 51212 | 60 | 90 | 62 | 26 | 1,5 | 81 | 74 | 1 | 146,0 |

Tabelul A6.2

| Diametrul nominal [mm] | | Ovalitate sau conicitate maximă [µm] | | Bătaia frontală a umerilor maximă [µm] | |
|---|---|---|---|---|---|
| peste | pînă la | arbore | carcasă | arbore | carcasă |
| 10 | 18 | 8 | 11 | 11 | 18 |
| 18 | 30 | 9 | 13 | 13 | 21 |
| 30 | 50 | 11 | 16 | 16 | 25 |
| 50 | 80 | 13 | 19 | 19 | 30 |
| 80 | 120 | 15 | 22 | 22 | 35 |

Tabelul A6.3

| Diametre nominale [mm] | A r b o r e | | C a r c a s a | |
|---|---|---|---|---|
| | < 50 | > 50<br>< 120 | < 50 | > 50<br>< 120 |
| Suprafaţa cilindrică | 0,8 | 1,6 | 1,6 | 3,2 |
| Suuprafaţa frontală a umărului | 1,6 | 3,2 | 3,2 | 3,2 |

ANEXA A7

# ELEMENTE DE ANTRENARE

## 1. ROŢI DE MANEVRĂ DIN FONTĂ SAU OŢEL TURNAT (Extras din STAS 2723-81)

În STAS 2723-81 se stabilesc formele şi dimensiunile roţilor de manevră din fontă sau oţel turnat utilizate pentru acţionarea armăturilor industriale. Din punctul de vedere al formei coroanei şi spiţelor, roţile de manevră se execută în trei tipuri constructive; în acest extras se prezintă tipul II, cu spiţe înclinate şi coroana plină (fig. A7.1). După dimensiunea butucului şi forma alezajului, variantele de execuţie sînt:

- A - cu alezaj prismatic, cu secţiunea pătrată;
- B - cu alezaj piramidal, cu secţiunea pătrată;
- C - cu alezaj cilindric, cu canal de pană.

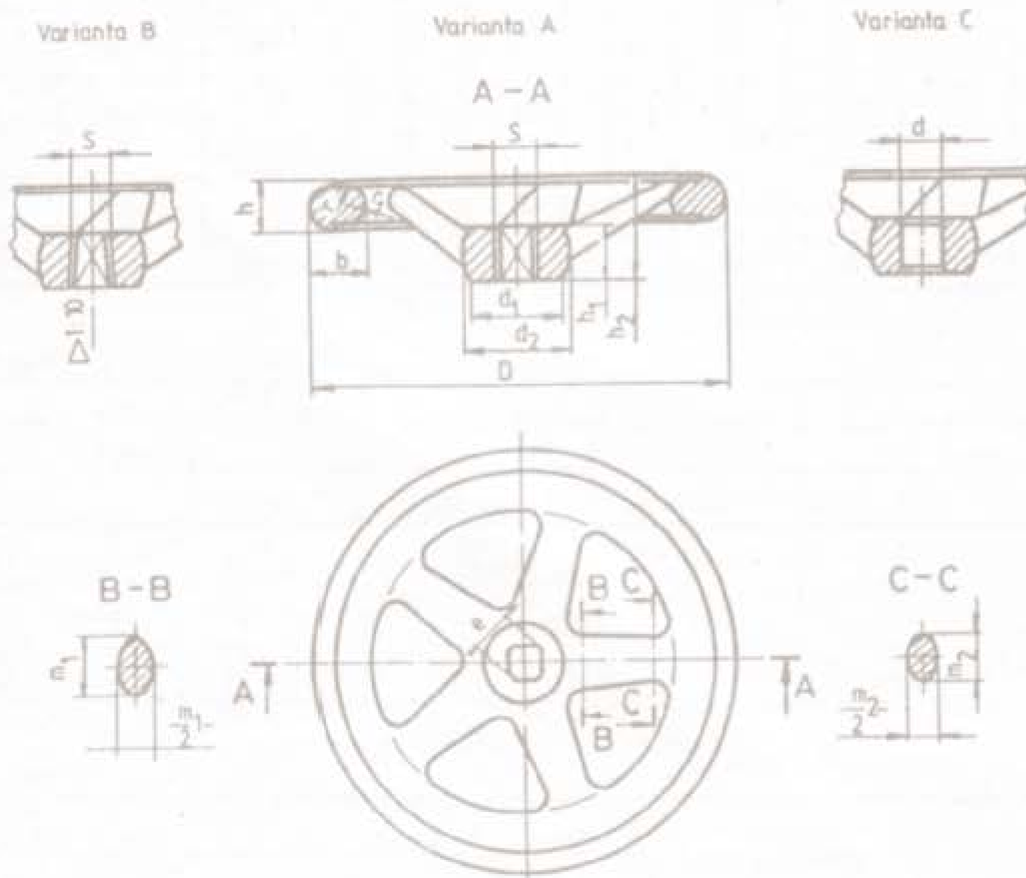



Fig. A7.1

Dimensiunile caracteristice sînt redate în tabelul A7.1.

Notarea se face indicînd denumirea prescurtată, tipul, varianta, simbolul "x", latura s (pentru variantele A şi B) sau diametrul alezajului d (la varianta C) şi numărul standardului.

Exemplu de notare a unei roți de manevră cu spițe înclinate (tip II), cu butuc cu alezaj piramidal, cu secțiune pătrată (varianta B), cu diametrul D=250 mm, cu latura S=17mm:

Roata de manevră II B 250x17 STAS 2723-81

Tabelul A7.1

Dimensiuni în [mm]

| D | Coroana | | | | Spițe | | | Butuc | | | | | | |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| | | | | | | | | | | | | Varianta | | |
| | h | b | r | $r_1$ | $m_1$ | $m_2$ | număr | $h_1$ | $h_2$ min | $d_1$ | $d_2$ | A | B | C |
| | | | | | | | | | | | | S H11 | | d H7 |
| 100 | 15 | 18 | 13 | 3,5 | 16 | 14 | 3 | 17 | 28 | 26 | 36 | 9 | 9 | 10 |
| 125 | 16 | 20 | 14 | 4 | 18 | 16 | 3 | 18 | 30 | 28 | 40 | 11 | 11 | 12 |
| 160 | 18 | 22 | 16 | 4,5 | 24 | 20 | 3 | 20 | 40 | 32 | 44 | 12 | 12 | 14 |
| 200 | 22 | 26 | 20 | 6 | 26 | 22 | 3 | 24 | 45 | 36 | 50 | 14 | 14 | 18 |
| 250 | 26 | 30 | 24 | 8 | 26 | 22 | 5 | 28 | 50 | 45 | 61 | 17 | 17 | 22 |
| 320 | 28 | 33 | 26 | 9 | 30 | 26 | 5 | 34 | 56 | 55 | 73 | 19 | 19 | 26 |
| 400 | 32 | 37 | 30 | 10,5 | 34 | 30 | 5 | 42 | 65 | 65 | 85 | 24 | 24 | 30 |
| 500 | 34 | 40 | 32 | 12 | 38 | 32 | 5 | 50 | 75 | 75 | 97 | 27 | 27 | 34 |
| 630 | 36 | 42 | 34 | 13,5 | 42 | 36 | 7 | 60 | 92 | 85 | 109 | 32 | 32 | 40 |
| 800 | 36 | 42 | 36 | 14 | 42 | 36 | 7 | 72 | 110 | 115 | 140 | 41 | 41 | 50 |
| 1000 | 38 | 44 | 38 | 16 | 44 | 38 | 7 | 92 | 130 | 145 | 175 | 60 | 60 | 70 |

Observații:

1. *Cotele D, $h_1$, $h_2$, S, d și numărul de spițe sînt obligatorii, restul cotelor sînt informative.*

2. *Abaterile limită conform STAS 1592/1-74 și STAS 1592/2-74, clasa de precizie III.*

3. *Valorile minime pentru cota e (în mm) sînt: 12,1 la S=9; 14,1 la S=11; 16,1 la S=12; 20 la S=14; 24,1 la S=17; 26,2 la S=19.*

## 2. ARMĂTURI INDUSTRIALE. CAPETE DE TIJĂ (Extras din STAS 2722-82)

În STAS 2722-82 se stabilesc formele și dimensiunile capetelor de tijă cu secțiune pătrată și filetelor tijelor utilizate la armăturile industriale.

După forma constructivă, capetele de tijă se execută în formele (figura A7.2):

- A - cu capăt prismatic;

- B - cu capăt piramidal.

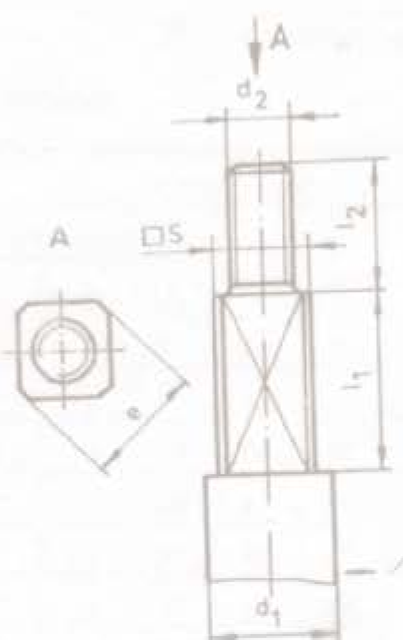
După modul de realizare a filetelor, se execută în variantele:

- cu filet exterior (figura A7.2);

- cu filet interior (nu se redă în acest extras).

Dimensiunile caracteristice pentru cazul filetului exterior se redau în tabelul A7.2.

Forma A




Forma B

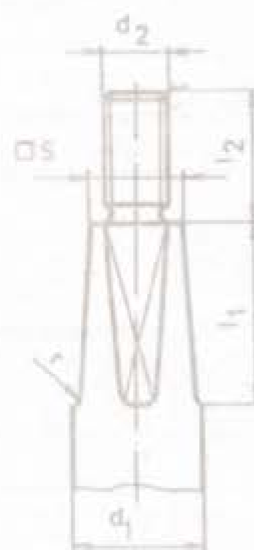



Fig. A7.2

Tabelul A7.2

Dimensiuni în [mm]

| $d_1$ | Deschiderea de cheie S | | $l_1$ | r | $d_2$ | $l_2$ (h15) |
|---|---|---|---|---|---|---|
| | nominal | abateri limită | | | | |
| 11 | 9 | 0<br>-0,09 | 14 | - | M8 | 20 |
| 12 | | | | | | |
| 14 | 11 | 0<br>-0,11 | 16 | 1,0 | M10 | 22 |
| 16 | 12 | | 18 | 1,0 | | |
| 20 | 14 | | 28 | 1,0 | M12 | 25 |
| 24 | 17 | 0<br>-0,13 | 32 | 1,0 | M16 | 28 |
| 26 | 19 | | 38 | 1,0 | | |
| 28 | | | | | | |
| 32 | 24 | | 45 | 1,0 | M20 | 28 |
| 36 | 27 | | 55 | 1,6 | M24 | 28 |
| 40 | | | | | | |
| 44 | 32 | 0<br>-0,16 | 65 | 1,6 | M30 | 36 |
| 55 | 41 | | 80 | 1,6 | M36 | 40 |
| 80 | 60 | 0<br>-0,19 | 98 | 2,5 | M48 | 50 |

Observaţii:

1. Valorile *maxime* pentru cota e (în mm) sînt: 12 la S=9; 14 la S=11; 16 la S=12; 20 la S=14; 24 la S=17; 26 la S=19.

2. Abaterile limită pentru filete conform *STAS 8165-82*; pentru filetul exterior abaterea limită este *6g*.

## 3. CHEI ŞI ANTRENOARE

### 3.1. Cheie fixă simplă de uz general (Extras din STAS 581-89)

Standardul se referă la cheile fixe prevăzute cu o singură deschidere (fig. A7.3) executate din oţel carbon de calitate sau din oţel aliat, cu moment de încercare categoria D (conform STAS 6091-89), utilizate în operaţiile de lăcătuşerie şi montaj.

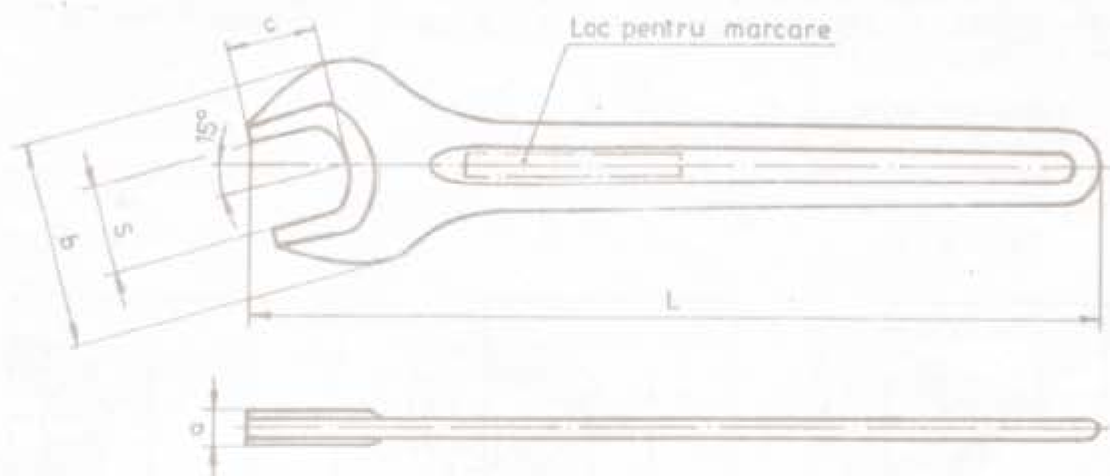



Fig. A7.3

Dimensiunile şi momentele de încercare corespunzătoare cheilor realizate din oţel carbon de calitate sînt redate în tabelul A7.3.

Tabelul A7.3

| Deschiderea cheii S | | a max | b max | Moment Nm | L | |
|---|---|---|---|---|---|---|
| Şirul I | Şirul II | | | | min | max |
| 15 | | 6,5 | 37 | 38,5 | 140 | 160 |
| 16 | | 7 | 39 | 46,1 | 150 | 165 |
| | 17 | 7 | 41 | 53,5 | 150 | 165 |
| 18 | | 7,5 | 43 | 64,0 | 155 | 175 |
| | 19 | 8,5 | 45 | 74,5 | 160 | 180 |
| | 20 | 9 | 48 | 86,0 | 160 | 180 |
| 21 | | 10 | 49 | 99,0 | 175 | 195 |
| | 22 | 10 | 51 | 112 | 185 | 205 |
| | 23 | 11 | 55 | 127 | 205 | 230 |
| 24 | | 11 | 55 | 143 | 210 | 230 |
| | 25 | 12 | 59 | 161 | 210 | 230 |
| | 26 | 12 | 62 | 179 | 230 | 250 |
| 27 | | 12 | 62 | 199 | 230 | 250 |
| | 28 | 14 | 64 | 221 | 230 | 250 |
| 30 | | 14 | 68 | 268 | 250 | 275 |
| | 32 | 14 | 74 | 321 | 260 | 290 |
| 34 | | 15 | 78 | 381 | 260 | 290 |
| 36 | | 15 | 83 | 447 | 290 | 320 |
| 41 | | 17 | 93 | 577 | 330 | 360 |
| 46 | | 18 | 104 | 726 | 360 | 400 |

ANEXA A8

# GĂURI DE CENTRARE

## 1. GĂURI DE CENTRARE (Extras din STAS 1361-82)

În STAS 1361-82 se stabilesc formele şi dimensiunile găurilor de centrare, de uz general, folosite în industria construcţiilor de maşini. Cele trei forme standardizate redate în figura A8.1 sînt:

- forma A - fără con de protecţie;
- forma B - cu con de protecţie;
- forma R - cu rază.

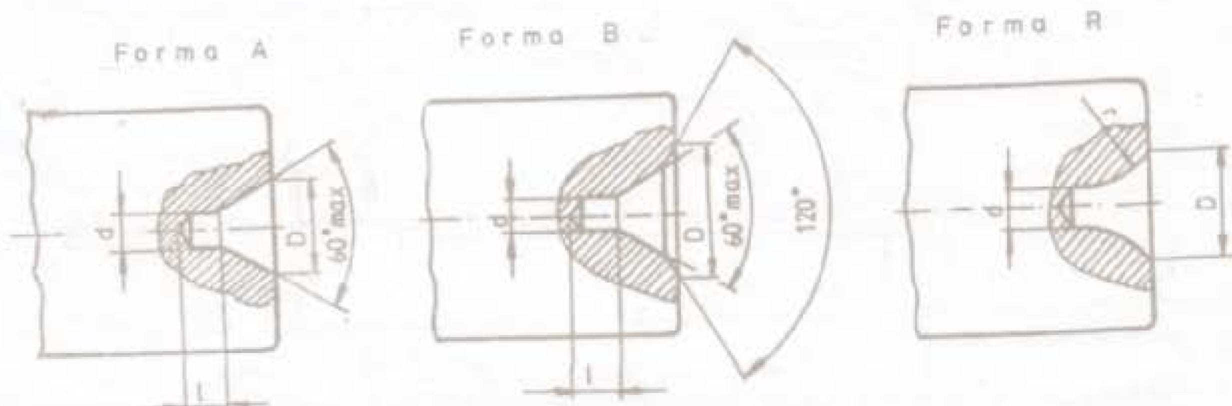



Fig. A8.1

Dimensiunile găurilor de centrare forma B sînt prezentate în extrasul din tabelul A8.1.

Tabelul A8.1

| d | 1,0 | (1,25) | 1,6 | 2,0 | 2,5 | 3,15 | 4,0 | (5,0) | 6,3 | (8,0) | 10,0 |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| $l_{min}$ | 1,3 | 1,6 | 2,0 | 2,5 | 3,1 | 3,9 | 5,0 | 6,3 | 8,0 | 10,1 | 12,8 |
| D | 3,15 | 4 | 5 | 6,3 | 8 | 10 | 12,5 | 16 | 18 | 22,4 | 28 |

Observaţie: Găurile de centrare cu diametrul d între paranteze se vor evita pe cît posibil.

Din acelaşi standard se prezintă în tabelul A8.2 recomandări privind alegerea mărimii găurii de centrare d, în funcţie de diametrul piesei prelucrate D.

Tabelul A8.2

| D | | | | | | | |
|---|---|---|---|---|---|---|---|
| D | peste | 6 | 16 | 32 | 56 | 80 | 120 |
| | pînă la | 16 | 32 | 56 | 80 | 120 | - |
| d | | 1; 1,25 | 1,6; 2 | 2,15; 3,15 | 4; 5 | 6,3; 8 | 10 |

**Notarea** cuprinde: denumirea, simbolul formei (A, B sau R), diametrul nominal (d) şi numărul standardului.

Exemplu de notare a unei găuri de centrare, forma A, cu diametrul d=4 mm.

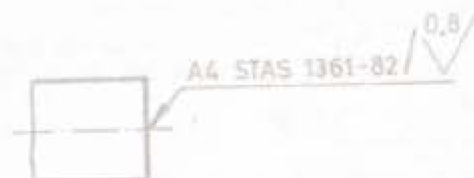
Gaură de centrare A4 STAS 1361-82

Rugozitatea găurii de centrare pe partea conică funcțională trebuie să fie maxim Ra 3,2. Rugozitățile mai mici se vor înscrie pe desen (vezi fig. A8.2 b)

Exemple de simbolizare pe desen:




a) Gaura de centrare trebuie să rămînă pe piesă




b) Gaura de centrare poate să rămînă pe piesă




c) Gaura de centrare nu trebuie să rămînă pe piesă

Fig. A8.2

## 2. GĂURI DE CENTRARE FILETATE (Extras din STAS 8198-78)

În STAS 8198-78 se stabilesc formele și dimensiunile găurilor de centrare filetate pentru arborii mașinilor electrice dar pot fi folosite și în cazul arborilor altor mașini și utilaje.

Găurile de centrare filetate se execută la capetele libere ale arborilor pentru centrarea în timpul operațiilor de așchiere a arborelui, pentru asigurarea organului de transmisie (roata de curea, roata dințată etc.) fixat pe arbore și pentru transportul arborelui.

Găurile pentru capetele de arbori cu canal de pană sînt de formele:

- A - fără con de protecție;
- B - cu con de protecție;
- R - cu rază.

În extras este redată numai forma B (fig. A8.3 și tabelul A8.3). Alegerea formei se face de către producător. Mărimea găurii de centrare filetate se alege ținînd seama de diametrul D al capătului de arbore, recomandat în tabelul A8.3 pentru cazul în care canalul de pană ajunge pînă la fața frontală a arborelui; dacă canalul de pană nu ajunge la fața frontală a arborelui (pene îngropate), se recomandă să se aleagă o gaură de centrare mai mare, corespunzătoare în tabel intervalului de diametre imediat superior; dacă arborii nu au canal de pană, mărimea găurii de centrare este limitată de evitarea apariției unei muchii ascuțite pe suprafața frontală a arborelui.

Exemplu de notare a unei găuri de centrare filetată, forma B, cu diametrul d=4 mm:

B M4 STAS 8198-78

Indicarea pe desen a găurilor de centrare filetate

În standard se fac recomandări care nu sînt întrutotul identice cu cele din standardul mai nou ca an de apariție, referitor la elemente similare, STAS 1361-82. Pentru unificarea simbolizării în desen se pot folosi recomandările din STAS 1361-82 pentru cazul "gaura de centrare trebuie să rămînă pe piesă", înscriind în locul notării găurii de centrare notarea găurii de centrare filetate.

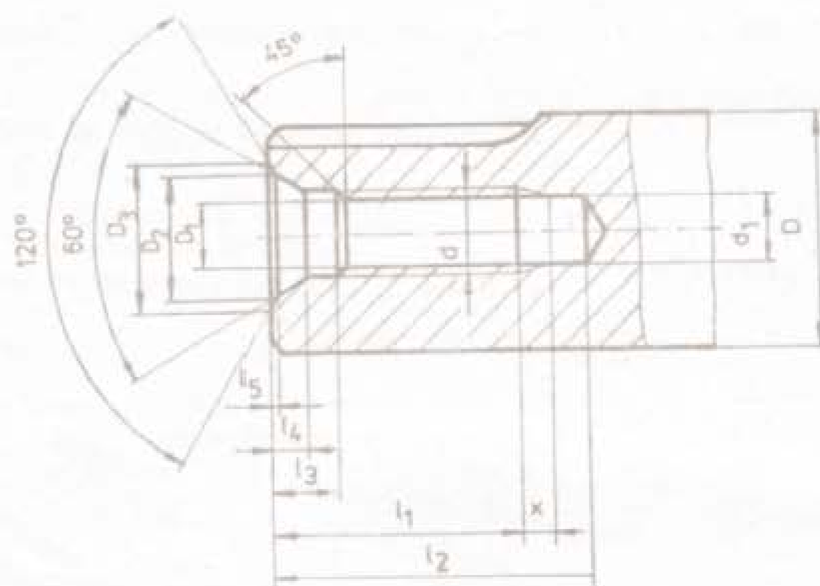



Fig. A8.3

Tabelul A8.3

| d | $d_1$ | $D_1$ | $D_2$ | $D_3$ | $l_1$ | $l_2$ | $l_3$ | $l_4$ | $l_5$ | D | |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| | | | | | | | | | | peste | pînă |
| M4 | 3,3 | 4,3 | 6,7 | 7,4 | 10 | 14 | 3,2 | 2,1 | 0,3 | 10 | 13 |
| M5 | 4,2 | 5,3 | 8,1 | 8,8 | 12,5 | 17 | 4 | 2,4 | 0,3 | 13 | 16 |
| M6 | 5 | 6,4 | 9,6 | 10,5 | 16 | 21 | 5 | 2,8 | 0,4 | 16 | 21 |
| M8 | 6,8 | 8,4 | 12,2 | 13,2 | 19 | 25 | 6 | 3,3 | 0,4 | 21 | 24 |
| M10 | 8,5 | 10,5 | 14,9 | 16,3 | 22 | 30 | 7,5 | 3,8 | 0,6 | 24 | 30 |
| M12 | 10,2 | 13 | 18,1 | 19,8 | 28 | 37,5 | 9,5 | 4,4 | 0,7 | 30 | 38 |
| M16 | 14 | 17 | 23 | 25,3 | 36 | 45 | 12 | 5,2 | 1,0 | 38 | 50 |
| M20 | 17,5 | 21 | 28,4 | 31,3 | 42 | 53 | 15 | 6,4 | 1,3 | 50 | 85 |

ANEXA A9

# TOLERANŢE ŞI AJUSTAJE

## 1. TOLERANŢE ŞI ABATERI DE FORMĂ ŞI DE POZIŢIE

Abaterile macrogeometrice ale formei pieselor, terminologia şi simbolizarea acestora prezentate în STAS 7385/1-85, sînt redate în tabelul A9.1. În tabelul A9.2 sînt extrase din acelaşi standard, simbolurile pentru reprezentarea şi notarea pe desene a toleranţe de poziţie.

Se reaminteşte că toleranţele de formă şi de poziţie sînt prescrise în documentaţia de bază numai dacă limitarea abaterilor respective este necesară pentru a asigura funcţiunile şi calităţile piesei.

Tabelul A9.1

| Denumirea toleranţei | Simbolul grafic |
|---|---|
| Toleranţa la rectilinitate | — |
| Toleranţa la planitate | ▱ |
| Toleranţa la circularitate | ○ |
| Toleranţa la cilindricitate | ⌭ |
| Toleranţa la forma dată a profilului | ⌒ |
| Toleranţa la forma dată a suprafeţei | ⌓ |

Tabelul A9.2

| Denumirea toleranţei | Simbolul grafic |
|---|---|
| Toleranţa la paralelism | // |
| Toleranţa la perpendicularitate | ⊥ |
| Toleranţa la înclinare | ∠ |
| Toleranţa bătăii radiale şi a bătăii frontale | ↗ |
| Toleranţa la coaxialitate şi la concentricitate | ◎ |
| Toleranţa la simetrie | ⌯ |
| Toleranţa la poziţia nominală | ⌖ |

Prin STAS 7391-74 (standard pe părţi) sînt stabilite valorile recomandate ale toleranţelor abaterilor de formă şi de poziţie în funcţie de clasa de precizie a execuţiei. Extrase din acest standard sînt prezentate în tabelele A9.3...A9.6.

Tabelul A9.3

Toleranţe la rectilinitate, la planitate şi la forma dată a profilului şi a suprafeţei [µm] (Extras din STAS 7391/1-74)

| Dimensiunea nominală [mm] | | Clasa de precizie | | | | | | | | | |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| peste | pînă la | III | IV | V | VI | VII | VIII | IX | X | XI | XII |
| - | 10 | 0,6 | 1 | 1,6 | 2,5 | 4 | 6 | 10 | 16 | 25 | 40 |
| 10 | 16 | 0,8 | 1,2 | 2 | 3 | 5 | 8 | 12 | 20 | 30 | 50 |
| 16 | 25 | 1 | 1,6 | 2,5 | 4 | 6 | 10 | 16 | 25 | 40 | 60 |
| 25 | 40 | 1,2 | 2 | 3 | 5 | 8 | 12 | 20 | 30 | 50 | 80 |
| 40 | 63 | 1,6 | 2,5 | 4 | 6 | 10 | 16 | 25 | 40 | 60 | 100 |
| 63 | 100 | 2 | 3 | 5 | 8 | 12 | 20 | 30 | 50 | 80 | 120 |
| 100 | 160 | 2,5 | 4 | 6 | 10 | 16 | 25 | 40 | 60 | 100 | 160 |
| 160 | 250 | 3 | 5 | 8 | 12 | 20 | 30 | 50 | 80 | 120 | 200 |
| 250 | 400 | 4 | 6 | 10 | 16 | 25 | 40 | 60 | 100 | 160 | 250 |
| 400 | 630 | 5 | 8 | 12 | 20 | 30 | 50 | 80 | 120 | 200 | 300 |
| 630 | 1000 | 6 | 10 | 16 | 25 | 40 | 60 | 100 | 160 | 250 | 400 |
| 1000 | 1600 | 8 | 12 | 20 | 30 | 50 | 80 | 120 | 200 | 300 | 500 |

*Observaţie:* In cazul toleranţelor la planitate sau la forma dată a suprafeţei, prin dimensiune nominală se înţelege lungimea laturei mai mari a suprafeţei, dacă condiţia se referă la întreaga suprafaţă, sau lungimea prescrisă (de referinţă) a suprafeţei, dacă se referă la o porţiune a suprafeţei.

Tabelul A9.4

Toleranţe la circularitate şi la cilindricitate [µm] (Extras din STAS 7391/2-74)

| Dimensiunea nominală [mm] | | Clasa de precizie | | | | | | | | | |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| peste | pînă la | III | IV | V | VI | VII | VIII | IX | X | XI | XII |
| - | 3 | 0,8 | 1,2 | 2 | 3 | 5 | 8 | 12 | 20 | 30 | 50 |
| 3 | 6 | 1 | 1,6 | 2,5 | 4 | 6 | 10 | 16 | 25 | 40 | 60 |
| 6 | 18 | 1,2 | 2 | 3 | 5 | 8 | 12 | 20 | 30 | 50 | 80 |
| 18 | 50 | 1,6 | 2,5 | 4 | 6 | 10 | 16 | 25 | 40 | 60 | 100 |
| 50 | 120 | 2 | 3 | 5 | 8 | 12 | 20 | 30 | 50 | 80 | 120 |
| 120 | 260 | 2,5 | 4 | 6 | 10 | 16 | 25 | 40 | 60 | 100 | 160 |
| 260 | 500 | 3 | 5 | 8 | 12 | 20 | 30 | 50 | 80 | 120 | 200 |

*Observaţie:* Valorile indicate în tabel sînt valabile pentru toleranţele la circularitate, la cilindricitate şi următoarele cazuri particulare ale acestora: toleranţa la poligonalitate, toleranţa profilului longitudinal şi toleranţa la curbare. În cazul în care se prescrie toleranţa la ovalitate, la conicitate, la forma butoi sau la forma sa, se vor dubla valorile indicate în tabel.

Tabelul A9.5

Toleranţe la paralelism, la perpendicularitate, la înclinare şi la bătăia frontală [µm] (Extrase din STAS 7391/3-74 şi STAS 7391/5-74)

| Dimensiunea nominală [mm] | | Clasa de precizie | | | | | | | | | |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| peste | pînă la | III | IV | V | VI | VII | VIII | IX | X | XI | XII |
| - | 10 | 1 | 1,6 | 2,5 | 4 | 6 | 10 | 16 | 25 | 40 | 60 |
| 10 | 16 | 1,2 | 2 | 3 | 5 | 8 | 12 | 20 | 30 | 50 | 80 |
| 16 | 25 | 1,6 | 2,5 | 4 | 6 | 10 | 16 | 25 | 40 | 60 | 100 |
| 25 | 40 | 2 | 3 | 5 | 8 | 12 | 20 | 30 | 50 | 80 | 120 |
| 40 | 63 | 2,5 | 4 | 6 | 10 | 16 | 25 | 40 | 60 | 100 | 160 |
| 63 | 100 | 3 | 5 | 8 | 12 | 20 | 30 | 50 | 80 | 120 | 200 |
| 100 | 160 | 4 | 6 | 10 | 16 | 25 | 40 | 60 | 100 | 160 | 250 |
| 160 | 250 | 5 | 8 | 12 | 20 | 30 | 50 | 80 | 120 | 200 | 300 |
| 250 | 400 | 6 | 10 | 16 | 25 | 40 | 60 | 100 | 160 | 250 | 400 |
| 400 | 630 | 8 | 12 | 20 | 30 | 50 | 80 | 120 | 200 | 300 | 500 |
| 630 | 1000 | 10 | 16 | 25 | 40 | 60 | 100 | 160 | 250 | 400 | 600 |
| 1000 | 1600 | 12 | 20 | 30 | 50 | 80 | 120 | 200 | 300 | 500 | 800 |

**Observaţie:** *Prin dimensiune nominală se înţelege lungimea prescrisă (de referinţă) la care se referă condiţia de paralelism, perpendicularitate sau înclinare, respectiv diametrul prescris (de referinţă) la care se referă toleranţa bătăii frontale (dacă nu se prescrie o valoare a diametrului de referinţă, prin diametru nominal se înţelege diametrul maxim al suprafeţei frontale).*

Tabelul A9.6

Toleranţe la coaxialitate, la concentricitate, la simetrie, la intersectare şi la bătaia radială [µm] (Extrase din STAS 7391/4-74 şi STAS 7391/5-74)

| Dimensiunea nominală [mm] | | Clasa de precizie | | | | | | | | | |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| peste | pînă la | III | IV | V | VI | VII | VIII | IX | X | XI | XII |
| - | 6 | 3 | 5 | 8 | 12 | 20 | 30 | 50 | 80 | 120 | 200 |
| 6 | 18 | 4 | 6 | 10 | 16 | 25 | 40 | 60 | 100 | 160 | 250 |
| 18 | 50 | 5 | 8 | 12 | 20 | 30 | 50 | 80 | 120 | 200 | 300 |
| 50 | 120 | 6 | 10 | 16 | 25 | 40 | 60 | 100 | 160 | 250 | 400 |
| 120 | 250 | 8 | 12 | 20 | 30 | 50 | 80 | 120 | 200 | 300 | 500 |
| 250 | 500 | 10 | 16 | 25 | 40 | 60 | 100 | 160 | 250 | 400 | 600 |
| 500 | 800 | 12 | 20 | 30 | 50 | 80 | 120 | 200 | 300 | 500 | 800 |

**Observaţii:**

1. Prin dimensiunea *nominală se înţelege diametrul suprafeţei examinate (pentru toleranţa la coaxialitate, la concentricitate şi la intersecţie)* sau distanţa dintre suprafeţele care formează elementul simetric examinat. Dacă dimensiunea nominală nu este indicată, atunci toleranţa se determină după elementul care are dimensiunea cea mai mare.

2. Pentru toleranţa *bătăii radiale* prin diametru nominal se înţelege diametrul suprafeţei exterioare.

## 2. SISTEMUL DE TOLERANŢE ŞI AJUSTAJE PENTRU DIMENSIUNI LINIARE (Extras din STAS 8100-88)

În STAS 8100/4-88 se stabileşte selecţia de clase de toleranţă pentru arbori şi alezaje cu dimensiunile pînă la 500 mm, alese dintre clasele de toleranţe de uz general. De asemenea, se indică ajustajele recomandate a fi utilizate în practică la asamblarea pieselor. Extrase din acest standard sînt prezentate în tabelul A9.7, pentru sistemul arbore unitar, respectiv tabelul A9.8, pentru sistemul alezaj unitar. Ajustajele preferenţiale sînt tipărite cu caractere înclinate.

Se reaminteşte că sistemul alezaj unitar se utilizează în toate cazurile cu excepţia acelora în care funcţional sau tehnologic este raţională folosirea sistemului arbore unitar, sau utilizarea unor ajustaje în afara celor două sisteme.

În STAS 8100/3-88 se stabilesc clasele de toleranţe de uz general pentru arbori şi alezaje cu dimensiuni pînă la 3150 mm. Extrase din acest standard sînt redate în tabelele A9.9 (pentru arbori) şi A9.10 (pentru alezaje).

Tabelul A9.7

| h6 | *h7* | h8 | *h9* |
|---|---|---|---|
| F8/h6<br>G7/h6<br>*H7/h6*<br>$J_s$7/h6<br>K7/h6<br>M7/h6<br>*N7/h6*<br>P7/h6<br>*R7/h6*<br>*S7/h6* | F7/h7<br>*H8/h7*<br>$J_s$8/h7 | E9/h8<br>F8/h8<br>H8/h8 | D10/h9<br>*H9/h9* |

Tabelul A9.8

| | H6 | *H7* | *H8* | *H9* |
|---|---|---|---|---|
| Ajustaje cu joc | H6/e7<br>H6/f6<br>H6/g5<br>H6/h5 | H7/c8<br>H7/d8<br>H7/e7<br>*H7/e8*<br>H7/f6<br>*H7/f7*<br>*H7/g6*<br>*H7/h6* | *H8/d9*<br>*H8/e8*<br>H8/e9<br>H8/f8<br>*H8/h7*<br>H8/h8<br>*H8/h9* | H9/d10<br>H9/e9<br>H9/f9<br>*H9/h9* |
| Ajustaje intermediare | H6/js5<br>H6/k5<br>H6/m5<br>H6/n5 | *H7/$j_s$6*<br>*H7/k6*<br>H7/m6<br>*H7/n6* | H8/js7<br>H8/k7<br>H8/m7<br>H8/n7 | |
| Ajustaje cu strîngere | H6/p5<br>H6/r5<br>H6/s5<br>H6/t5 | *H7/p6*<br>*H7/r6*<br>*H7/s6*<br>H7/t6 | H7/p7<br>H8/r7<br>H8/s7 | |

Tabelul A9.9

| Dimensiunea nominală [mm] | | Cîmpul de toleranţă | | | | | | | | | | | | | | | | | |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| peste | pînă la | d6 | d7 | d8 | d9 | e6 | e7 | e8 | e9 | f6 | f7 | f8 | g6 | g7 | h5 | h6 | h7 | h8 | h9 |
| - | 3 | -20<br>-26 | -20<br>-30 | -20<br>-34 | -20<br>-45 | -14<br>-20 | -14<br>-24 | -14<br>-28 | -14<br>-39 | -6<br>-12 | -6<br>-16 | -6<br>-20 | -2<br>-8 | -2<br>-12 | 0<br>-4 | 0<br>-6 | 0<br>-10 | 0<br>-14 | 0<br>-25 |
| 3 | 6 | -30<br>-38 | -30<br>-42 | -30<br>-48 | -30<br>-60 | -20<br>-28 | -20<br>-32 | -20<br>-38 | -20<br>-50 | -10<br>-18 | -10<br>-22 | -10<br>-28 | -4<br>-12 | -4<br>-16 | 0<br>-5 | 0<br>-8 | 0<br>-12 | 0<br>-18 | 0<br>-30 |
| 6 | 10 | -40<br>-49 | -40<br>-55 | -40<br>-62 | -40<br>-76 | -25<br>-34 | -25<br>-40 | -25<br>-47 | -25<br>-61 | -13<br>-22 | -13<br>-28 | -13<br>-35 | -5<br>-14 | -5<br>-20 | 0<br>-6 | 0<br>-9 | 0<br>-15 | 0<br>-22 | 0<br>-36 |
| 10 | 18 | -50<br>-61 | -50<br>-68 | -50<br>-77 | -50<br>-93 | -32<br>-43 | -32<br>-50 | -32<br>-59 | -32<br>-75 | -16<br>-27 | -16<br>-34 | -16<br>-43 | -6<br>-17 | -6<br>-24 | 0<br>-8 | 0<br>-11 | 0<br>-18 | 0<br>-27 | 0<br>-43 |
| 18 | 30 | -65<br>-78 | -65<br>-86 | -65<br>-98 | -65<br>-117 | -40<br>-53 | -40<br>-61 | -40<br>-73 | -40<br>-92 | -20<br>-33 | -20<br>-41 | -20<br>-53 | -7<br>-20 | -7<br>-28 | 0<br>-9 | 0<br>-13 | 0<br>-21 | 0<br>-33 | 0<br>-52 |
| 30 | 50 | -80<br>-96 | -80<br>-105 | -80<br>-119 | -60<br>-142 | -50<br>-66 | -50<br>-75 | -50<br>-89 | -50<br>-112 | -25<br>-41 | -25<br>-50 | -25<br>-64 | -9<br>-25 | -9<br>-34 | 0<br>-11 | 0<br>-16 | 0<br>-25 | 0<br>-39 | 0<br>-62 |
| 50 | 80 | -100<br>-119 | -100<br>-130 | -100<br>-146 | -100<br>-174 | -60<br>-79 | -60<br>-90 | -60<br>-106 | -60<br>-134 | -30<br>-49 | -30<br>-60 | -30<br>-76 | -10<br>-29 | -10<br>-40 | 0<br>-13 | 0<br>-19 | 0<br>-30 | 0<br>-46 | 0<br>-74 |
| 80 | 120 | -120<br>-142 | -120<br>-155 | -120<br>-174 | -120<br>-207 | -72<br>-94 | -72<br>-107 | -72<br>-126 | -72<br>-159 | -36<br>-58 | -36<br>-71 | -36<br>-90 | -12<br>-34 | -12<br>-47 | 0<br>-15 | 0<br>-22 | 0<br>-35 | 0<br>-54 | 0<br>-87 |
| 120 | 180 | -145<br>-170 | -145<br>-185 | -145<br>-208 | -145<br>-245 | -85<br>-110 | -85<br>-125 | -85<br>-148 | -85<br>-185 | -43<br>-68 | -43<br>-83 | -43<br>-106 | -14<br>-39 | -14<br>-54 | 0<br>-18 | 0<br>-25 | 0<br>-40 | 0<br>-63 | 0<br>-100 |
| 180 | 250 | -170<br>-199 | -170<br>-216 | -170<br>-242 | -170<br>-285 | -100<br>-129 | -100<br>-146 | -100<br>-172 | -100<br>-215 | -50<br>-79 | -50<br>-96 | -50<br>-122 | -15<br>-44 | -15<br>-61 | 0<br>-20 | 0<br>-29 | 0<br>-46 | 0<br>-72 | 0<br>-115 |
| 250 | 315 | -190<br>-222 | -190<br>-242 | -190<br>-271 | -190<br>-320 | -110<br>-142 | -110<br>-162 | -110<br>-191 | -110<br>-240 | -56<br>-88 | -56<br>-108 | -56<br>-137 | -17<br>-49 | -17<br>-69 | 0<br>-23 | 0<br>-32 | 0<br>-52 | 0<br>81 | 0<br>-130 |
| 315 | 400 | -210<br>-246 | -210<br>-267 | -210<br>-299 | -210<br>-350 | -125<br>-161 | -125<br>-182 | -125<br>-214 | -125<br>-265 | -62<br>-98 | -62<br>-119 | -62<br>-151 | -18<br>-54 | -18<br>-75 | 0<br>-25 | 0<br>-36 | 0<br>-57 | 0<br>-89 | 0<br>-140 |
| 400 | 500 | -230<br>-270 | -230<br>-293 | -230<br>-327 | -230<br>-305 | -135<br>-175 | -135<br>-198 | -135<br>-232 | -135<br>-290 | -68<br>-108 | -68<br>-131 | -68<br>-165 | -20<br>-60 | -20<br>-83 | 0<br>-27 | 0<br>-40 | 0<br>-63 | 0<br>-97 | 0<br>-155 |

Tabelul A9.9 (continuare)

| Dimensiunea nominală [mm] | | Cîmpul de toleranţă | | | | | | | | | | | | | | |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| peste | pînă la | j5 | j6 | j7 | $j_s6$ | $j_s7$ | k5 | k6 | k7 | m5 | m6 | m7 | n6 | n7 | p6 | p7 |
| - | 3 | +2<br>-2 | +4<br>-2 | +6<br>-4 | +3<br>-3 | +5<br>-5 | +4<br>0 | +6<br>0 | +10<br>0 | +6<br>+2 | +8<br>+2 | -<br>- | +10<br>+4 | +14<br>+4 | +12<br>+6 | +16<br>+6 |
| 3 | 6 | +3<br>-2 | +6<br>-2 | +8<br>-4 | +4<br>-4 | +6<br>-6 | +6<br>+1 | +9<br>+1 | +13<br>+1 | +90<br>+4 | +12<br>+4 | +16<br>+4 | +16<br>+4 | +20<br>+8 | +20<br>+12 | +24<br>+12 |
| 6 | 10 | +4<br>-2 | +7<br>-2 | +10<br>-5 | +4,5<br>-4,5 | +7,5<br>-7,5 | +7<br>+1 | +10<br>+1 | +16<br>+1 | +12<br>+6 | +15<br>+6 | +21<br>+65 | +19<br>+10 | +25<br>+10 | +24<br>+15 | +30<br>+15 |
| 10 | 18 | +5<br>-3 | +8<br>-3 | +12<br>-6 | +5,5<br>-5,5 | +9<br>-9 | +9<br>+1 | +12<br>+1 | +19<br>+1 | +15<br>+7 | +18<br>+7 | +25<br>+7 | +23<br>+12 | +30<br>+12 | +29<br>+18 | +43<br>+22 |
| 18 | 30 | +5<br>-4 | +9<br>-46 | +13<br>-8 | +6,5<br>-6,5 | +10,5<br>-10,5 | +11<br>+2 | +15<br>+2 | +23<br>+2 | +17<br>+8 | +21<br>+8 | +29<br>+8 | +28<br>+15 | +36<br>+15 | +35<br>+22 | +43<br>+22 |
| 30 | 50 | +6<br>-5 | +11<br>-55 | +15<br>+10 | +8<br>-8 | +12,5<br>-12,5 | +13<br>+2 | +18<br>+2 | +27<br>+22 | +20<br>+9 | +25<br>+9 | +34<br>+9 | +33<br>+17 | +42<br>+17 | +42<br>+26 | +51<br>+26 |
| 50 | 80 | +6<br>-7 | +12<br>-7 | +18<br>-12 | +9,5<br>-9,5 | +15<br>-15 | +15<br>+2 | +21<br>+26 | +32<br>+2 | +24<br>+11 | +30<br>+11 | +41<br>+11 | +39<br>+20 | +50<br>+20 | +52<br>+32 | +62<br>+32 |
| 80 | 120 | +6<br>-9 | +13<br>-9 | +20<br>-15 | +11<br>-11 | +17,5<br>-17,5 | +18<br>+3 | +25<br>+3 | +38<br>+3 | +28<br>+13 | +35<br>+13 | +48<br>+13 | +43<br>+23 | +58<br>+23 | +59<br>+37 | +72<br>+37 |
| 120 | 180 | +7<br>-11 | +14<br>-11 | +22<br>-18 | +12,5<br>-12,5 | +20<br>-20 | +21<br>+3 | +28<br>+3 | +43<br>+3 | +33<br>+15 | +40<br>-15 | +55<br>+15 | +52<br>+27 | +67<br>+27 | +63<br>+43 | +83<br>+43 |
| 180 | 250 | +7<br>-13 | +16<br>-13 | +25<br>-21 | +14,5<br>-14,5 | +23<br>-23 | +24<br>+4 | +33<br>+4 | +50<br>+4 | +37<br>+17 | +46<br>+17 | +63<br>+17 | +60<br>+31 | +77<br>+31 | +79<br>+50 | +96<br>+50 |
| 250 | 315 | +7<br>-16 | +16<br>-16 | +26<br>-26 | +16<br>-16 | +26<br>-26 | +27<br>+4 | +36<br>+4 | +56<br>+4 | +43<br>+20 | +52<br>+20 | +72<br>+20 | +66<br>+34 | +86<br>+34 | +88<br>+56 | +108<br>+56 |
| 315 | 400 | +7<br>-18 | +18<br>-18 | +29<br>-28 | +18<br>-18 | +28,5<br>-28,5 | +29<br>+4 | +40<br>+4 | +61<br>+4 | +46<br>+21 | +57<br>+21 | +78<br>+21 | +73<br>+37 | +94<br>+37 | +98<br>+62 | +119<br>+62 |
| 400 | 500 | +7<br>+20 | +20<br>-20 | +31<br>-32 | +20<br>-20 | +31,5<br>-31,5 | +32<br>+5 | +45<br>+5 | +68<br>+5 | +50<br>+23 | +63<br>+23 | +86<br>+23 | +80<br>+40 | +103<br>+40 | +108<br>+68 | +131<br>+68 |

**Tabelul A9.9 (continuare)**

| Dimensiunea nominală [mm] | | Cîmpul de toleranţe | | | | | | | | | | |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| peste | pînă la | r5 | r6 | r7 | s5 | s6 | s7 | t5 | t6 | t7 | u6 | u7 |
| - | 3 | +14<br>+10 | +16<br>+10 | +20<br>+10 | +18<br>+14 | +20<br>+14 | +24<br>+14 | -<br>- | -<br>- | -<br>- | +24<br>+18 | +28<br>+18 |
| 3 | 6 | +20<br>+15 | +23<br>+15 | +27<br>+15 | +24<br>+19 | +27<br>+19 | +31<br>+19 | -<br>- | -<br>- | -<br>- | +31<br>+23 | +35<br>+23 |
| 6 | 10 | +25<br>+19 | +28<br>+19 | +34<br>+19 | +29<br>+23 | +32<br>+23 | +38<br>+23 | -<br>- | -<br>- | -<br>- | +37<br>+28 | +43<br>+28 |
| 10 | 18 | +31<br>+23 | +34<br>+23 | +41<br>+23 | +36<br>+28 | +39<br>+28 | +46<br>+28 | -<br>- | -<br>- | -<br>- | +44<br>+33 | +51<br>+33 |
| 18 | 24 | +37<br>+28 | +41<br>+28 | +49<br>+28 | +44<br>+35 | +48<br>+35 | +56<br>+35 | -<br>- | -<br>- | -<br>- | +54<br>+41 | +62<br>+41 |
| 24 | 30 | | | | | | | +50<br>+41 | +54<br>+41 | +62<br>+41 | +61<br>+48 | +69<br>+48 |
| 30 | 40 | +45<br>+34 | +50<br>+34 | +59<br>+34 | +54<br>+43 | +59<br>+43 | +68<br>+43 | +59<br>+48 | +64<br>+48 | +73<br>+48 | +76<br>+60 | +85<br>+60 |
| 40 | 50 | | | | | | | +65<br>+54 | +70<br>+54 | +79<br>+54 | +86<br>+70 | +95<br>+70 |
| 50 | 65 | +54<br>+41 | +60<br>+41 | +71<br>+41 | +66<br>+53 | +72<br>+53 | +83<br>+53 | +79<br>+66 | +85<br>+66 | +96<br>+66 | +106<br>+87 | +117<br>+87 |
| 65 | 80 | +56<br>+43 | +62<br>+43 | +73<br>+43 | +72<br>+59 | +78<br>+59 | +89<br>+59 | +88<br>+75 | +94<br>+75 | +105<br>+75 | +121<br>+102 | +132<br>+102 |
| 80 | 100 | +66<br>+51 | +73<br>+51 | +86<br>+51 | +86<br>+71 | +93<br>+71 | +106<br>+71 | +106<br>+91 | +113<br>+91 | +126<br>+91 | +146<br>+124 | +159<br>+124 |
| 100 | 120 | +69<br>+54 | +76<br>+54 | +89<br>+54 | +94<br>+79 | +101<br>+79 | +114<br>+79 | +119<br>+104 | +126<br>+104 | +139<br>+104 | +166<br>+144 | +179<br>+144 |
| 120 | 140 | +81<br>+63 | +88<br>+63 | +103<br>+63 | +110<br>+92 | +117<br>+92 | +132<br>+92 | +140<br>+122 | +147<br>+122 | +162<br>+122 | +195<br>+170 | +210<br>+170 |
| 140 | 160 | +83<br>+65 | +90<br>+65 | +105<br>+65 | +118<br>+100 | +125<br>+100 | +140<br>+100 | +152<br>+134 | +159<br>+134 | +174<br>+134 | +215<br>+190 | +230<br>+190 |
| 160 | 180 | +86<br>+68 | +93<br>+68 | +108<br>+68 | +126<br>+108 | +133<br>+108 | +148<br>+108 | +164<br>+146 | +171<br>+146 | +186<br>+146 | +235<br>+210 | +250<br>+210 |
| 180 | 200 | +97<br>+77 | +106<br>+77 | +123<br>+77 | +142<br>+122 | +151<br>+122 | +168<br>+122 | +186<br>+166 | +195<br>+166 | +212<br>+166 | +265<br>+236 | +282<br>+236 |
| 200 | 225 | +100<br>+80 | +109<br>+80 | +126<br>+80 | +150<br>+130 | +159<br>+130 | +176<br>+130 | +200<br>+180 | +209<br>+180 | +226<br>+180 | +287<br>+258 | +304<br>+258 |
| 225 | 250 | +104<br>+84 | +113<br>+84 | +130<br>+84 | +160<br>+140 | +169<br>+140 | +186<br>+140 | +216<br>+196 | +225<br>+196 | +242<br>+196 | +313<br>+284 | +330<br>+284 |
| 250 | 280 | +117<br>+94 | +126<br>+94 | +146<br>+94 | +181<br>+158 | +190<br>+158 | +210<br>+158 | +241<br>+218 | +250<br>+218 | +270<br>+218 | +347<br>+315 | +367<br>+315 |
| 280 | 315 | +121<br>+98 | +130<br>+98 | +150<br>+98 | +193<br>+170 | +202<br>+170 | +222<br>+170 | +263<br>+240 | +272<br>+240 | +292<br>+240 | +382<br>+350 | +402<br>+350 |
| 315 | 355 | +133<br>+108 | +144<br>+108 | +165<br>+108 | +215<br>+190 | +226<br>+190 | +247<br>+190 | +293<br>+268 | +304<br>+268 | +325<br>+268 | +426<br>+390 | +447<br>+390 |

| Dimensiune nominală [mm] | | Cîmpul de toleranțe | | | | | | | | | | |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| peste | pînă la | r5 | r6 | r7 | s5 | s6 | s7 | t5 | t6 | t7 | u6 | u7 |
| 355 | 400 | +139<br>+114 | +150<br>+144 | +171<br>+144 | +233<br>+208 | +244<br>+208 | +265<br>+208 | +319<br>+294 | +330<br>+294 | +351<br>+194 | +471<br>+435 | +492<br>+435 |
| 400 | 450 | +153<br>+126 | +166<br>+126 | +189<br>+126 | +259<br>+232 | +272<br>+232 | +295<br>+232 | +357<br>+330 | +370<br>+330 | +393<br>+330 | +530<br>+490 | +553<br>+490 |
| 450 | 500 | +159<br>+132 | +172<br>+132 | +195<br>+132 | +279<br>+252 | +292<br>+252 | +315<br>+252 | +387<br>+360 | +400<br>+360 | +423<br>+360 | +580<br>+540 | +603<br>+540 |

**Tabelul A9.10**

| Dimensiune nominală [mm] | | Cîmpul de toleranțe | | | | | | | | | | |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| peste | pînă la | D10 | E9 | F7 | F8 | G7 | H6 | H7 | H8 | H9 | H10 | H11 |
| - | 3 | +60<br>+20 | +39<br>+14 | +16<br>+6 | +20<br>+6 | +12<br>+2 | +6<br>0 | +10<br>0 | +14<br>0 | +25<br>0 | +40<br>0 | +60<br>0 |
| 3 | 6 | +78<br>+30 | +50<br>+20 | +22<br>+10 | +28<br>+10 | +16<br>+4 | +8<br>0 | +12<br>0 | +18<br>0 | +30<br>0 | +48<br>0 | +75<br>0 |
| 6 | 10 | +98<br>+40 | +61<br>+25 | +28<br>+13 | +35<br>+13 | +20<br>+5 | +9<br>0 | +15<br>0 | +22<br>0 | +36<br>0 | +58<br>0 | +90<br>0 |
| 10 | 18 | +120<br>+50 | +75<br>+32 | +34<br>+16 | +43<br>+16 | +24<br>+6 | +11<br>0 | +18<br>0 | +27<br>0 | +43<br>0 | +70<br>0 | +110<br>0 |
| 18 | 30 | +149<br>+65 | +92<br>+50 | +41<br>+20 | +53<br>+20 | +28<br>+7 | +13<br>0 | +21<br>0 | +33<br>0 | +52<br>0 | +84<br>0 | +130<br>0 |
| 30 | 50 | +180<br>+80 | +112<br>+50 | +50<br>+25 | +64<br>+25 | +3[illegible]<br>+[illegible] | +16<br>0 | +25<br>0 | +39<br>0 | +62<br>0 | +100<br>0 | +160<br>0 |
| 50 | 80 | +220<br>+100 | +134<br>+60 | +60<br>+30 | +76<br>+30 | +40<br>+10 | +19<br>0 | +30<br>0 | +46<br>0 | +74<br>0 | +120<br>0 | +190<br>0 |
| 80 | 120 | +260<br>+120 | +159<br>+72 | +71<br>+36 | +90<br>+36 | +47<br>+12 | +22<br>0 | +35<br>0 | +54<br>0 | +87<br>0 | +140<br>0 | +220<br>0 |
| 120 | 180 | +305<br>+145 | +185<br>+85 | +83<br>+43 | +106<br>+43 | +54<br>+14 | +25<br>0 | +40<br>0 | +63<br>0 | +100<br>0 | +160<br>0 | +250<br>0 |
| 180 | 250 | +355<br>+170 | +215<br>+100 | +96<br>+50 | +122<br>+50 | +61<br>+15 | +29<br>0 | +46<br>0 | +72<br>0 | +115<br>0 | +185<br>0 | +290<br>0 |
| 250 | 315 | +400<br>+190 | +240<br>+110 | +108<br>+56 | +137<br>+56 | +69<br>+17 | +32<br>0 | +52<br>0 | +81<br>0 | +130<br>0 | +210<br>0 | +320<br>0 |
| 315 | 400 | +440<br>+210 | +265<br>+125 | +119<br>+62 | +151<br>+62 | +75<br>+18 | +36<br>0 | +57<br>0 | +89<br>0 | +140<br>0 | +230<br>0 | +360<br>0 |
| 400 | 500 | +480<br>+230 | +290<br>+135 | +131<br>+68 | +165<br>+ 68 | +83<br>+20 | +40<br>0 | +63<br>0 | +97<br>0 | +155<br>0 | +250<br>0 | +400<br>0 |

## 3. TOLERANȚE GENERALE PENTRU PIESE PRELUCRATE PRIN AȘCHIERE (Extras din STAS 2300-88)

Toleranțele generale dimensionale și geometrice prevăzute în acest standard se aplică la cotele fără indicații de toleranțe.

Toleranțele generale la dimensiuni sînt stabilite în patru clase de precizie, în ordinea descrescătoare a preciziei, simbolizate cu literele f, m, c și v.

Tabelul A9.11 conține abaterile limită pentru dimensiuni liniare, cu excepția înălțimii teșiturii și a razelor de racordare.

Tabelul A9.11

| | Dimensiunea nominală [mm] | | | | | | |
|---|---|---|---|---|---|---|---|
| de la | 0,5 | 3 | 6 | 30 | 120 | 400 | 1000 |
| pînă la | 3 | 6 | 30 | 120 | 400 | 1000 | 2000 |
| Clasa de precizie | Abateri limită [mm] | | | | | | |
| f | ±0,05 | ±0,05 | ±0,1 | ±0,15 | ±0,2 | ±0,3 | ±0,5 |
| m | ±0,1 | ±0,1 | ±0,2 | ±0,3 | ±0,5 | ±0,8 | ±1,2 |
| c | ±0,2 | ±0,3 | ±0,5 | ±0,8 | ±1,2 | ±2 | ±3 |
| v | - | ±0,5 | ±1 | ±1,5 | ±2,5 | ±1 | ±5 |

Toleranțele generale geometrice sînt stabilite în patru clase de precizie, în ordinea descrescătoare a preciziei, simbolizate cu literele R, S, T și V. Ele corespund principiului de tolerare pe baza independenței între toleranțele geometrice și toleranțele dimensionale. Tabelul A9.12 prezintă toleranțele generale la rectilinitate și planitate. Tabelul A9.13 prezintă toleranța bătăii radiale și bătăii frontale.

Tabelul A9.12

| | Dimensiunea nominală [mm] | | | | | | |
|---|---|---|---|---|---|---|---|
| de la | 0,5 | 3 | 6 | 30 | 120 | 400 | 1000 |
| pînă la | 3 | 6 | 30 | 120 | 400 | 1000 | 2000 |
| Clasa de precizie | Toleranțe [mm] | | | | | | |
| R | 0,004 | 0,015 | 0,02 | 0,045 | 0,07 | 0,14 | - |
| S | 0,008 | 0,02 | 0,04 | 0,08 | 0,15 | 0,2 | 0,3 |
| T | 0,025 | 0,06 | 0,12 | 0,25 | 0,4 | 0,6 | 0,9 |
| V | 0,1 | 0,25 | 0,5 | 1 | 1,5 | 2,5 | 3,5 |

Tabelul A9.13

| Clasa de precizie | R | S | T | V |
|---|---|---|---|---|
| Toleranța generală la bătaia radială și bătaia frontală [mm] | 0,1 | 0,2 | 0,5 | 1 |

Exemplu de notare:

Pentru cazul în care toleranțele generale dimensionale sînt în clasa de precizie m și toleranțele general geometrice sînt în clasa de precizie S se înscrie în desenul de execuție, deasupra indicatorului, printre alte condiții tehnice notația:

Toleranțe mS STAS 2300-88

ANEXA A10

# ARCURI

## ARCURI ELICOIDALE CILINDRICE DE COMPRESIUNE (Extras din STAS 12243/2-86)

În STAS 12243-86 (standard pe părţi) se prezintă principalele dimensiuni şi parametri pentru arcurile elicoidale cilindrice cu diametrul sîrmei de la 0,2 mm pînă la 0.45 mm (partea I) şi de la 0,50 mm la 16 mm (partea a II-a). Arcurile de uz general cu diametrul sîrmei $d$ < 7mm se execută din sîrmă de oţel carbon de calitate marca RR - STAS 893-80. Spirele de capăt ale arcurilor închise sînt prelucrate.

Dimensiunile şi parametrii principali sînt conform figuriiA10.1 şi tabelului A10.1.

Tabelul A10.1

| d | $D_1$ | $(D_e)$ | D | $F_n$ | n=3,5; $n_1$=5,5 | | | n=5,5; $n_1$=7,5 | | |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| | | | | | $(L_0)$ | $L_n$ | C | $(L_0)$ | $L_n$ | C |
| mm | | | | N | mm | | N/mm | mm | | N/mm |
| 0,5 | 4,5 | 5 | 5,5 | 10,4 | 11 | 3,9 | 1,45 | 16,4 | 5,2 | 0,922 |
| 0,6 | 5,77 | 6,37 | 6,97 | 13,4 | 14 | 5 | 1,78 | 21 | 7 | 0,94 |
| 0,7 | 6,1 | 6,8 | 7,5 | 20,5 | 14,7 | 5,5 | 2,22 | 21,7 | 7,2 | 1,41 |
| 0,8 | 6,4 | 7,2 | 8 | 28,1 | 15,1 | 6,3 | 3,19 | 22,1 | 8,3 | 2,03 |
| 0,9 | 8,2 | 9,1 | 10 | 31,9 | 20,1 | 7,5 | 2,53 | 29,1 | 9,3 | 1,61 |
| 1 | 9 | 10 | 11 | 39,2 | 21,4 | 7,9 | 2,91 | 31,6 | 10,4 | 1,85 |
| 1,1 | 9,8 | 10,9 | 12 | 47,2 | 23,0 | 8,6 | 3,29 | 34,0 | 11,4 | 2,09 |
| 1,2 | 10,6 | 11,8 | 13 | 55,5 | 22,7 | 7,6 | 3,67 | 34,5 | 10,7 | 2,33 |

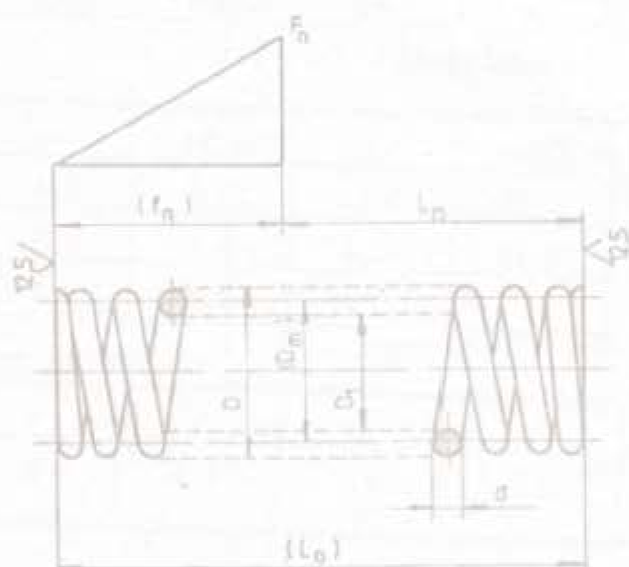



Fig. A10.1

Exemplu de notare a unui arc elicoidal cilindric de compresiune avînd d = 0,8 mm, D = 8 mm şi numărul de spire active n= 3,5 :

Arc de compresiune
0,8 x 8 x 3,5 STAS 12243/2-86

**ANEXA A11**

# LISTA STANDARDELOR UTILIZATE

În continuare se prezintă lista standardelor din care s-au prezentat extrase în anexele îndrumarului. Lista cuprinde numărul, denumirea şi clasificarea alfanumerică (în paranteză cu caractere înclinate).

Deasemenea se prezintă o listă de standarde posibil de utilizat în realizarea proiectului, din care nu se prezintă extrase în ediţia de faţă a îndrumarului.

Lista este utilă şi pentru verificarea actualităţii extraselor din axexe.

| | |
|---|---|
| 75-90 | Dimensiuni liniare normale. *(U02)* |
| 139-79 | Notarea filetelor. *(U06)* |
| 197/2-83 | Aliaje cupru-staniu turnate în piese. *(B23)* |
| 198/2-81 | Aliaje cupru-aluminiu turnate în piese. *(B23)* |
| 199/2-86 | Aliaje cupru zinc turnate în piese. *(B23)* |
| 333-87 | Oţel laminat la cald. Oţel rotund. *(B12)* |
| 334-88 | Oţel laminat la cald. Oţel pătrat. *(B12)* |
| 395-88 | Oţel laminat la cald. Oţel lat. *(B12)* |
| 404/1-87 | Ţevi de oţel fără sudură, laminate la cald. *(B14)* |
| 406-85 | Raze normale de racordare. *(U02)* |
| 437-87 | Table din oţel mijlocii şi groase. Dimensiuni. *(B13)* |
| 500/2-80 | Oţeluri de uz general pentru construcţii. Mărci. *(B13)* |
| 568-82 | Fontă cenuşie cu grafit lamelar turnată în piese. *(B41)* |
| 569-79 | Fontă maleabilă turnată în piese. *(B41)* |
| 581-89 | Scule pentru lăcătuşerie şi montaj. Cheie simplă fixă cu moment de încercare categoria D. Dimensiuni. *(C15)* |
| 600-82 | Oţel carbon turnat în piese. Mărci şi condiţii tehnice generale de calitate. *(B42)* |
| 791-88 | Oţeluri aliate pentru tratament termic, destinate construcţiei de maşini. Mărci şi condiţii tehnice de calitate. *(B13)* |
| 880-88 | Oţeluri carbon de calitate pentru tratament termic, destinate construcţiei de maşini. Mărci şi condiţii tehnice de calitate. *(B13)* |
| 893-89 | Sîrmă pentru arcuri din oţel carbon de calitate. *(B32)* |
| 1004-81 | Îmbinări prin pene paralele. Dimensiuni. *(C02)* |
| 1006-90 | Pene paralele cu găuri de fixare. Dimensiuni. *(C02)* |
| 1361-82 | Găuri de centrare. Dimensiuni. *(C12)* |
| 1599-80 | Ştifturi cilindrice. Dimensiuni. *(C05)* |
| 1991-89 | Splint. *(C05)* |
| 2114/1÷4-75 | Filete trapezoidale ISO. *(U06)* |
| 2234/1÷3-75 | Filete ferăstrău. *(U06)* |
| 2285/1-81 | Unghiuri normale. Unghiuri de conuri şi conicităţi. *(U02)* |
| 2300-88 | Toleranţe generale pentru piese prelucrate prin aşchiere. *(U05)* |
| 2571-90 | Şurub cu cap înecat, crestat. *(C05)* |
| 2700/1-89 | Organe de asamblare filetate. Notare. *(C05)* |
| 2700/2-89 | Organe de asamblare filetate. Execuţie. Abateri limită. *(C05)* |
| 2700/3-89 | Organe de asamblare filetate. Caracteristici mecanice pentru şuruburi şi prezoane. *(C05)* |
| 2700/4-89 | Organe de asamblare filetate. Caracteristici mecanice pentru piuliţe. *(C05)* |
| 2722-82 | Armături industriale. Capete de tijă. Dimensiuni. *(C07)* |
| 2723-81 | Armături industriale. Roţi de manevră de uz general din fontă sau oţel turnat. *(C07)* |
| 3336-81 | Găuri de trecere pentru organe de asamblare filetate. *(C01)* |
| 3508/5-80 | Ieşirea şi degajarea filetului. Filet trapezoidal ISO şi filet ferăstrău. *(U06)* |
| 3921-86 | Rulmenţi axiali cu bile pe un rînd, cu simplu efect cu şaibe |

| | |
|---|---|
| | plane. Dimensiuni.(C03) |
| 4071-89 | Piulițe hexagonale. Clasele de execuție A și B.(C05) |
| 4374-90 | Piulițe înfundate. Clasa de execuție A.(C05) |
| 4845-89 | Șurub cu cap hexagonal, filetat pînă sub cap. Clasele de execuție A și B.(C05) |
| 4867-69 | Știft filetat cu crestătură cu cep.(C05) |
| 4924-89 | Vîrfuri de șuruburi.(C05) |
| 5200/4-91 | Șaibe plate. Serie de dimensiuni normale. Clasa de execuție A.(C05) |
| 5302-80 | Șuruburi precise. Șurub cu cap striat.(C05) |
| 5730/2-85 | Starea suprafețelor. Parametri de rugozitate și specificarea rugozității suprafețelor.(U07) |
| 5754/1-80 | Bolț cu cap. Dimensiuni.(C05) |
| 5756-73 | Bolțuri fără cap.Dimensiuni.(C05) |
| 5848/2-88 | Inele de siguranță excentrice pentru arbori și canalele pentru ele. Serie normală și serie grea. Dimensiuni.(C06) |
| 5974-80 | Șaibă prelucrată pentru bolțuri. Dimensiuni.(C05) |
| 6071-82 | Fontă cu grafit nodular turnată în piese.(B41) |
| 6091-89 | Chei, piese de antrenare și piese de legătură. Condiții tehnice de calitate.(C15) |
| 6671-77 | Rulmenți. Toleranțe și ajustaje de montaj.(C03) |
| 6707-79 | Fontă rezistentă la uzare în condiții de frecare cu ungere, turnată în piese.(B41) |
| 7385/1-85 | Desene tehnice. Toleranțe geometrice. Înscrierea toleranțelor de formă de orientare, de poziție și de bătaie.(U10) |
| 7391/1÷5-74 | Toleranțe de formă și poziție.(U05) |
| 7666/2-80 | Șaibe Grower. Dimensiuni.(C05) |
| 8100/1÷4-88 | Sistemul de toleranțe și ajustaje pentru dimensiuni liniare.(U05) |
| 8183-80 | Oțeluri pentru țevi fără sudură de uz general. Mărci și condiții tehnice de calitate.(B13) |
| 8198-78 | Găuri de centrare filetate pentru arborii mașinilor electrice. Dimensiuni.(F41) |
| 8541-86 | Fontă turnată în piese pentru mașini-unelte.(B41) |
| 8953-85 | Desene tehnice. Reprezentarea rulmenților.(U10) |
| 9025-81 | Asamblări filetate. Lungimi de înșurubare.(C01) |
| 11574-90 | Locașuri și lamaje pentru organe de asamblare filetate. Forme și dimensiuni.(C01) |
| 12243/1.2-86 | Arcuri elicoidale de compresiune. Dimensiuni și parametrii principali.(C06) |
| 12443-86 | Fontă cu grafit vermicular turnată în piese.(B14) |

## ALTE STANDARDE UTILE

| | |
|---|---|
| 283-69 | Numere normale.(U02) |
| 424-86 | Oțel laminat la cald. Oțel cornier cu aripi egale.(B12) |
| 425-86 | Oțel laminat la cald. Oțel cornier cu aripi neegale.(B12) |
| 530/2-80 | Țevi din oțel fără sudură, trase sau laminate la rece, pentru construcții. |
| 564-86 | Oțel laminat la cald. Oțel U.(B12) |
| 565-86 | Oțel laminat la cald. Oțel I.(B12) |
| 566-86 | Oțel laminat la cald. Oțel T.(B12) |
| 612-83 | Desene tehnice. Notarea stării suprafețelor.(U10) |
| 700-81 | Desene tehnice. Reprezentarea convențională a filetelor.(U10) |
| 707-79 | Desene tehnice. Reprezentarea arcurilor.(U10) |
| 735/1-87 | Desene tehnice. Reprezentarea îmbinărilor sudate sau lipite.(U10) |
| 1450/2-89 | Organe de asamblare filetate. Cotare. Simbolizare și terminologie.(C05) |
| 1450/3-89 | Organe de asamblare filetate. Șuruburi, prezoane și știfturi filetate. Nomenclator.(C05) |
| 1450/4-89 | Organe de asamblare filetate. Piulițe. Nomenclator.(C05) |
| 1450/5-89 | Organe de asamblare filetate. Șaibe și splinturi. Nomenclator.(C05) |

1592/1,2-85 Piese turnate din fontă. Abateri limită şi adaosuri de prelucrare.(B40)
1679-88 Rulmenţi. Simbolizare.(C03)
2242-80 Şaibe pentru profile U şi I. Dimensiuni.(C05)
3041-87 Rulmenţi radiali bile pe un rînd. Dimensiuni.(C03)
3436-80 Ştifturi conice. Dimensiuni.(C05)
4272-89 Şuruburi cu cap hexagonal. Clasele de execuţie A şi B.(C05)
5171-80 Ştifturi precise. Ştift filetat. Dimensiuni.(C05)
5754/2-80 Bolţuri cu cap mic.(C05)
5848/3-99 Inele de siguranţă excentrice pentru alezaje şi canalele pentru ele. Serie normală şi serie grea. Dimensiuni.(C06)
6265-82 Desene tehnice. Înscrierea toleranţelor la dimensiuni.(U10)
7650-89 Desene tehnice. Notarea tratamentului termic şi a acoperirilor.(U10)
8968/6,7-89 Piese de antrenare pentru capete de chei tubulare, manuale. Antrenor cu clichet. Dimensiuni.(C15)
8969/1÷4-89 Piese de legătură pentru capete de chei tubulare, manuale.(C15)
9045-87 Şuruburi cu cap hexagonal şi piuliţe hexagonale. Deschideri de cheie.(C05)
9068-71 Cotarea şi tolerarea elementelor conice.(C01)
9951-87 Desene tehnice. Reprezentarea şi cotarea simplificată a găurilor.
10120-75 Sistemul de toleranţe pentru conicităţi.(U05)
11111-86 Abateri limită pentru dimensiuni fără indicaţii de toleranţe ale pieselor obţinute prin tăiere, îndoire sau ambutisare.(U05)

ANEXA A12

# DESENE DE ANSAMBLU

NOTĂ

**Desenele prezentate în Anexă au un caracter orientativ. Complexitatea unora dintre soluții și scara redusă la care sunt reprezentate fac ca pe alocuri să apară anumite imperfecțiuni în reprezentare.**

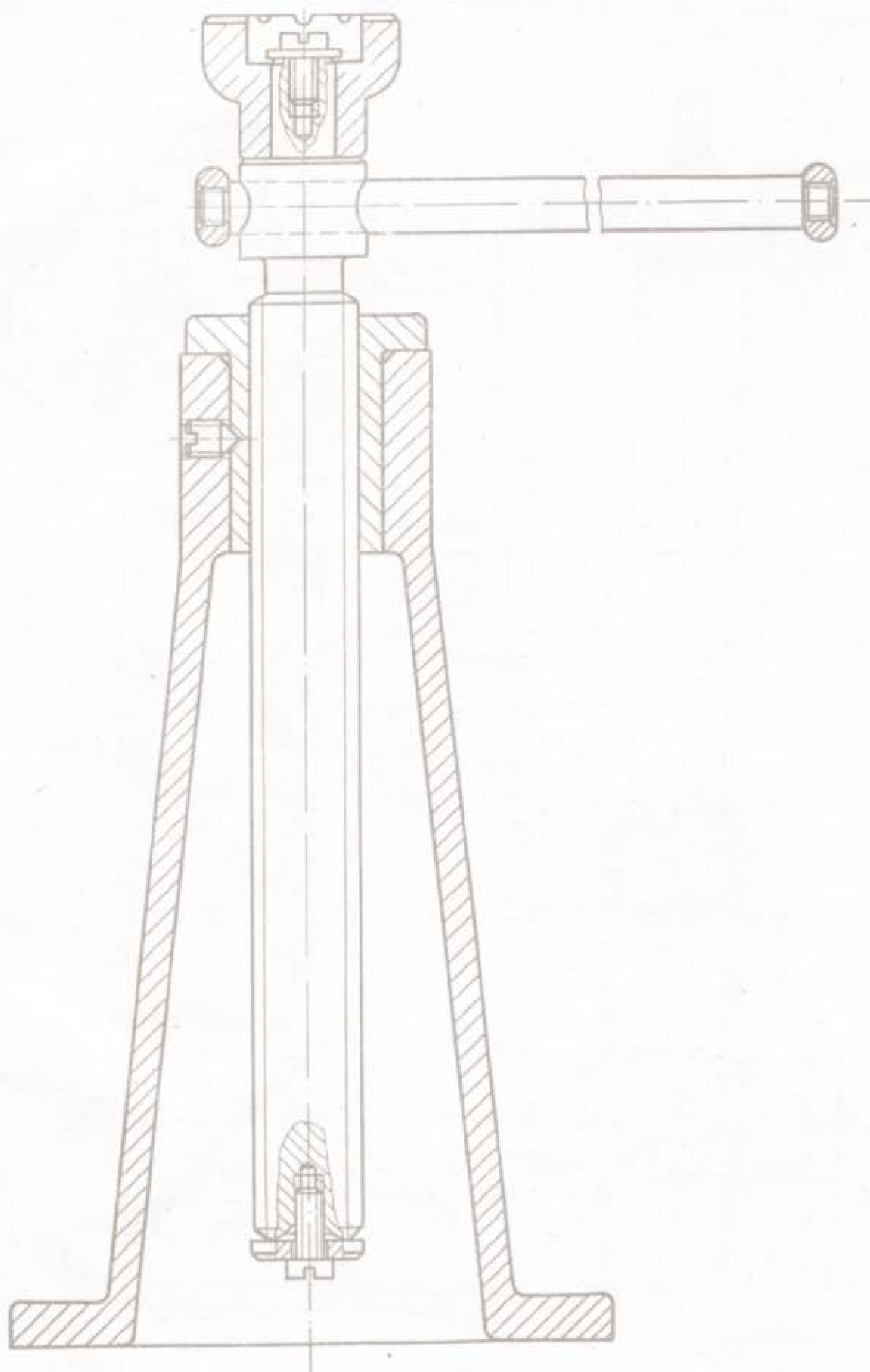


Fig. A12.1 Cric simplu

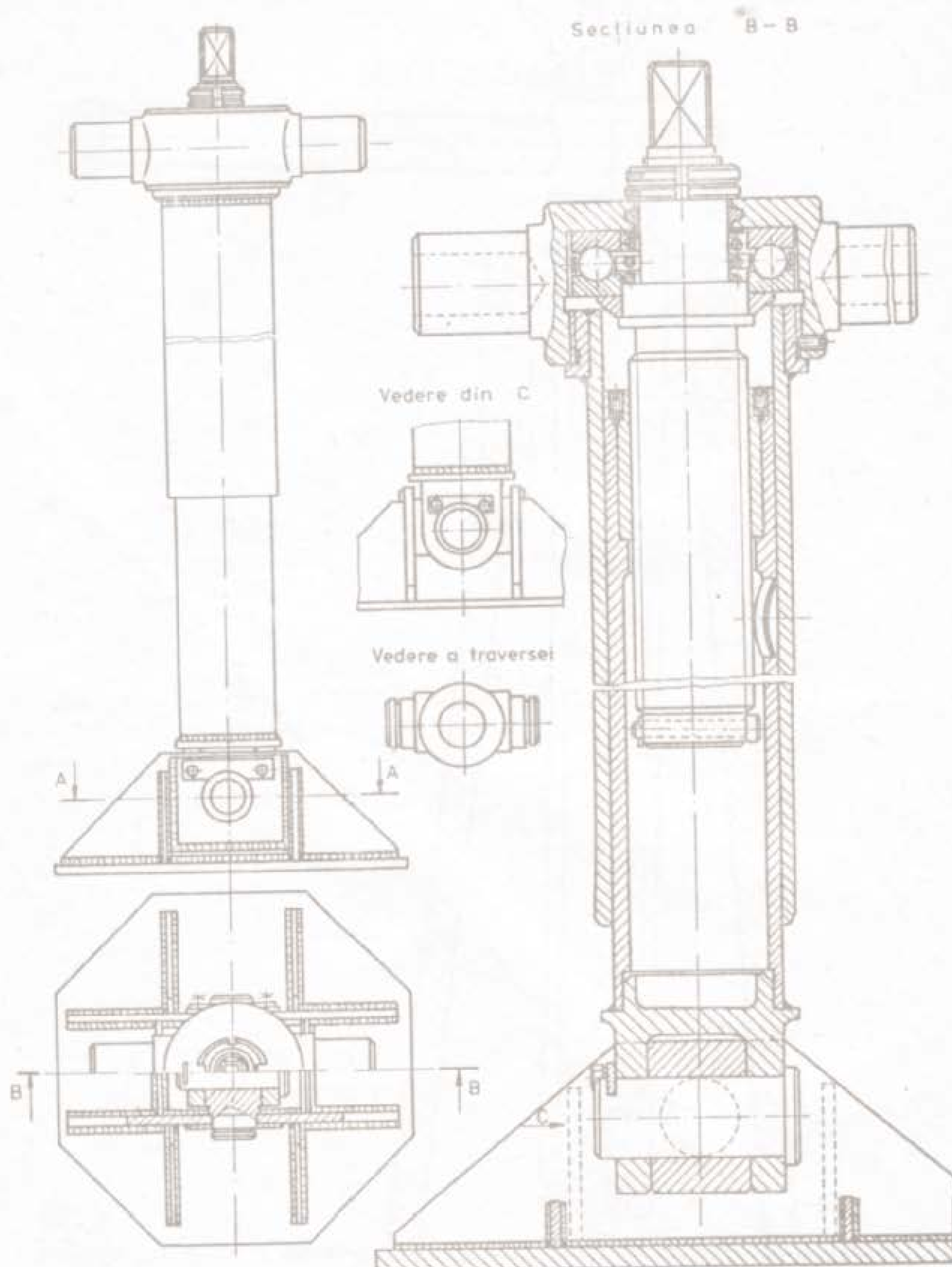



Fig. A12.2 Cric pentru platforme auto

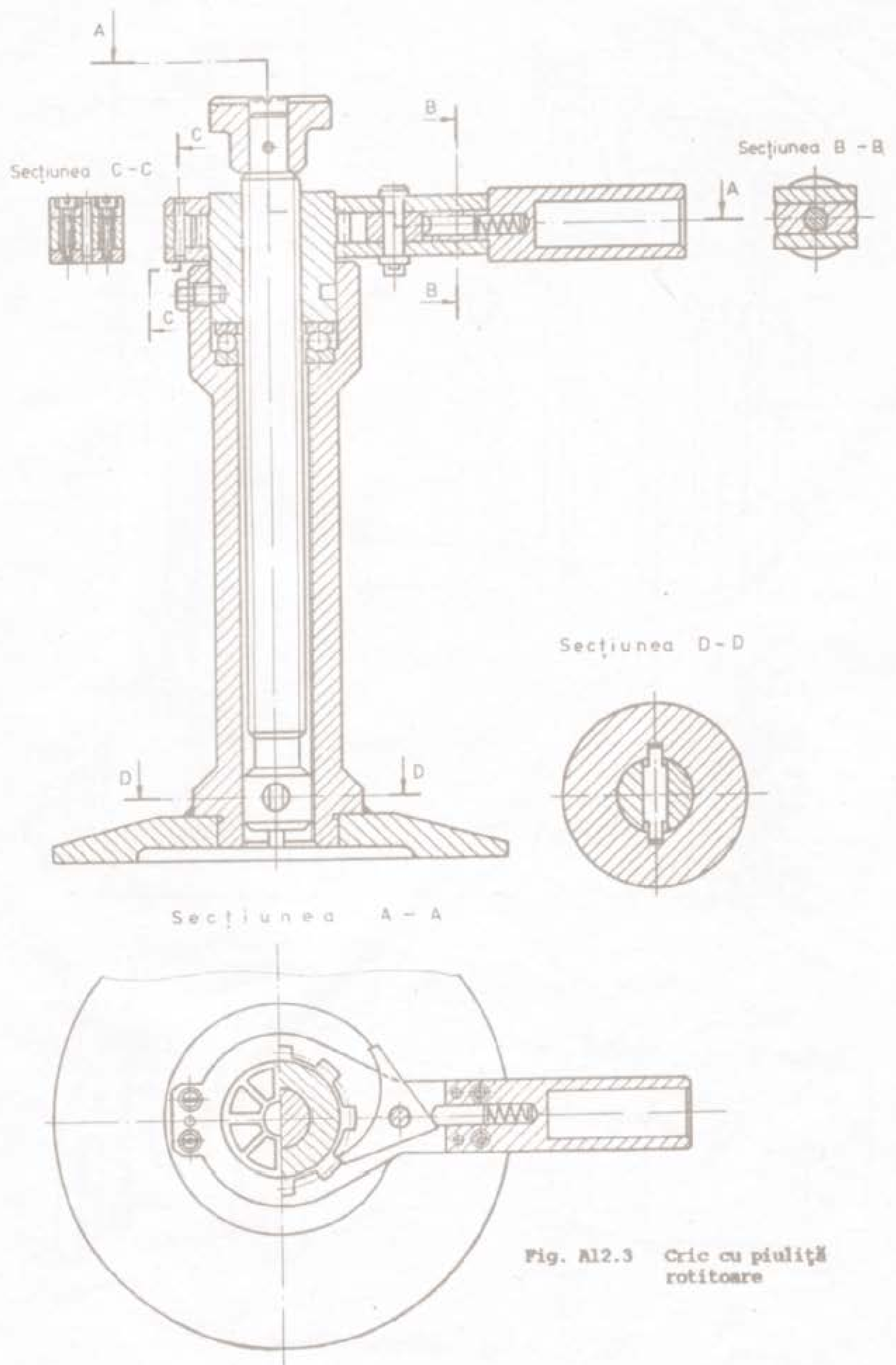



**Fig. A12.3 Cric cu piuliţă rotitoare**

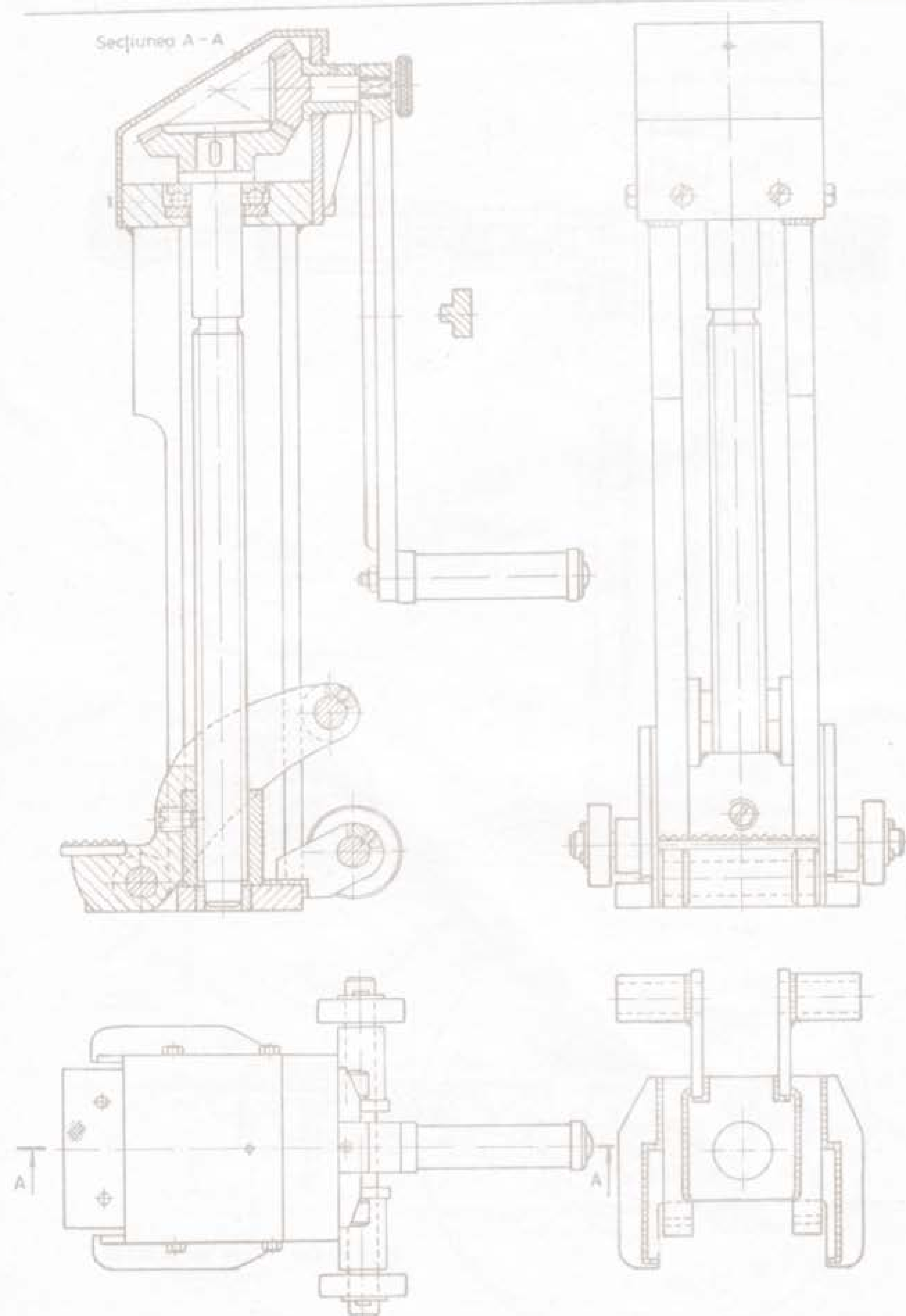



Fig. A12.4 Cric pentru sarcini laterale

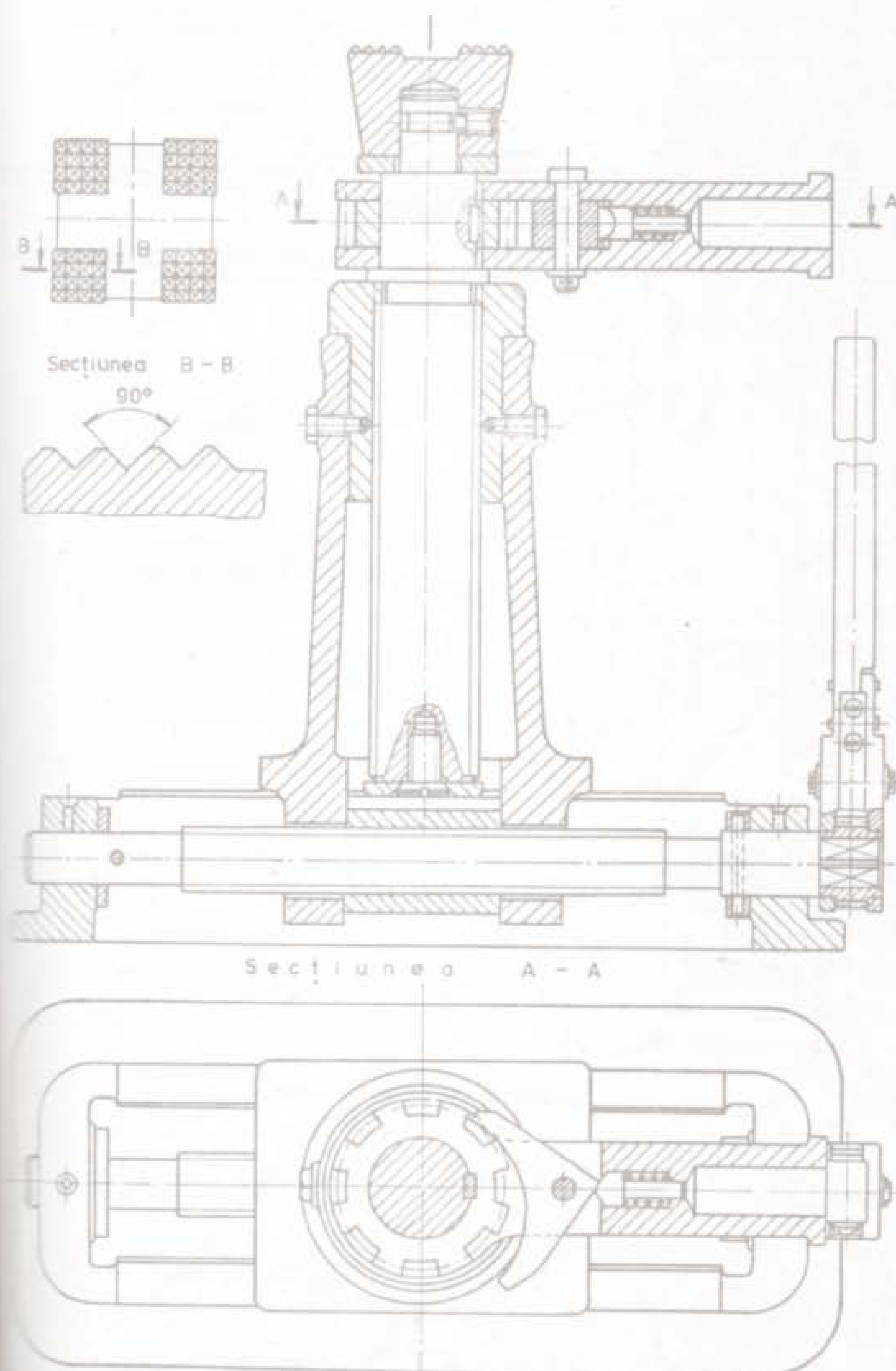



Fig. A12.5 Cric simplu pe glisiere

Secţiunea A-A

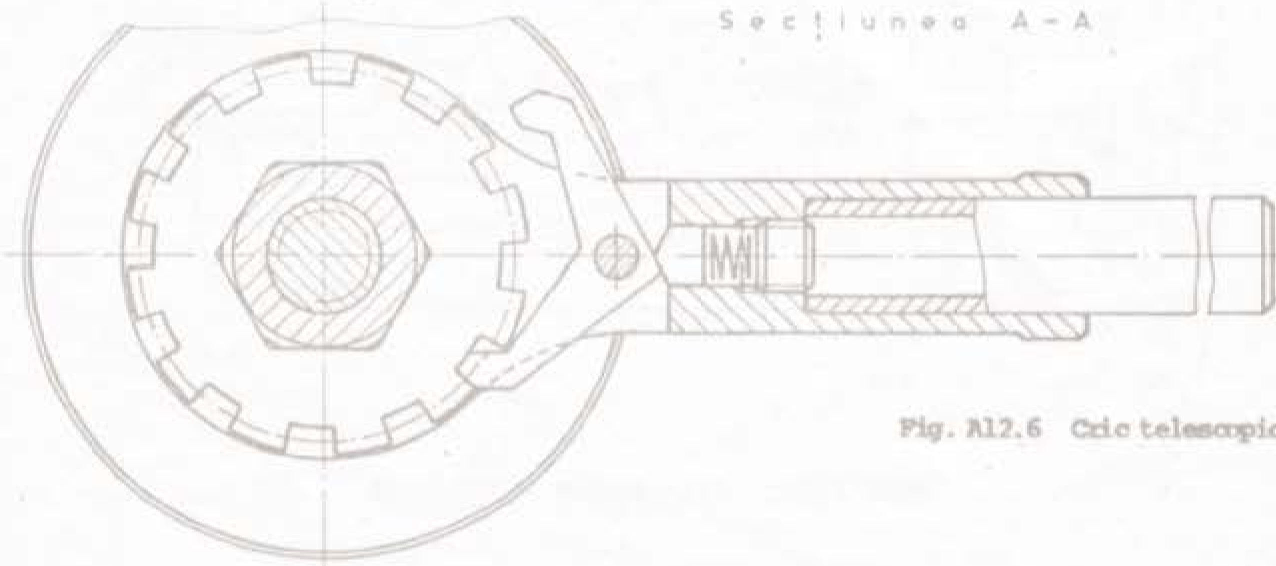


Fig. A12.6 Cric telescopic

Secţiunea A - A

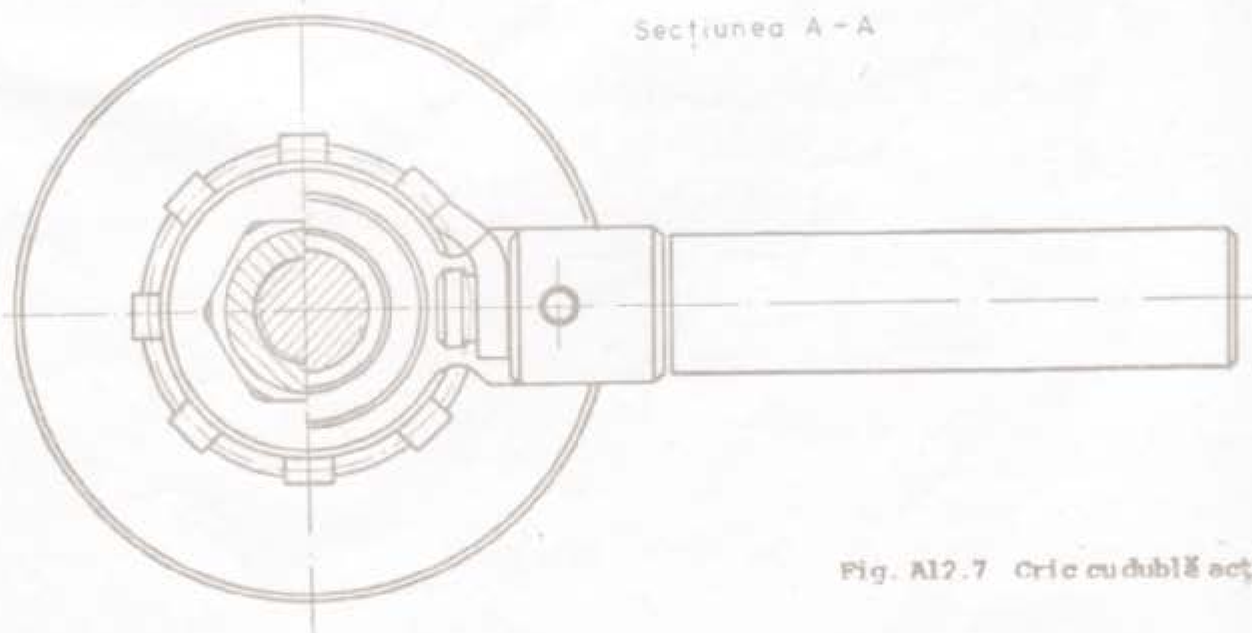


Fig. A12.7 Cric cu dublă acţiun

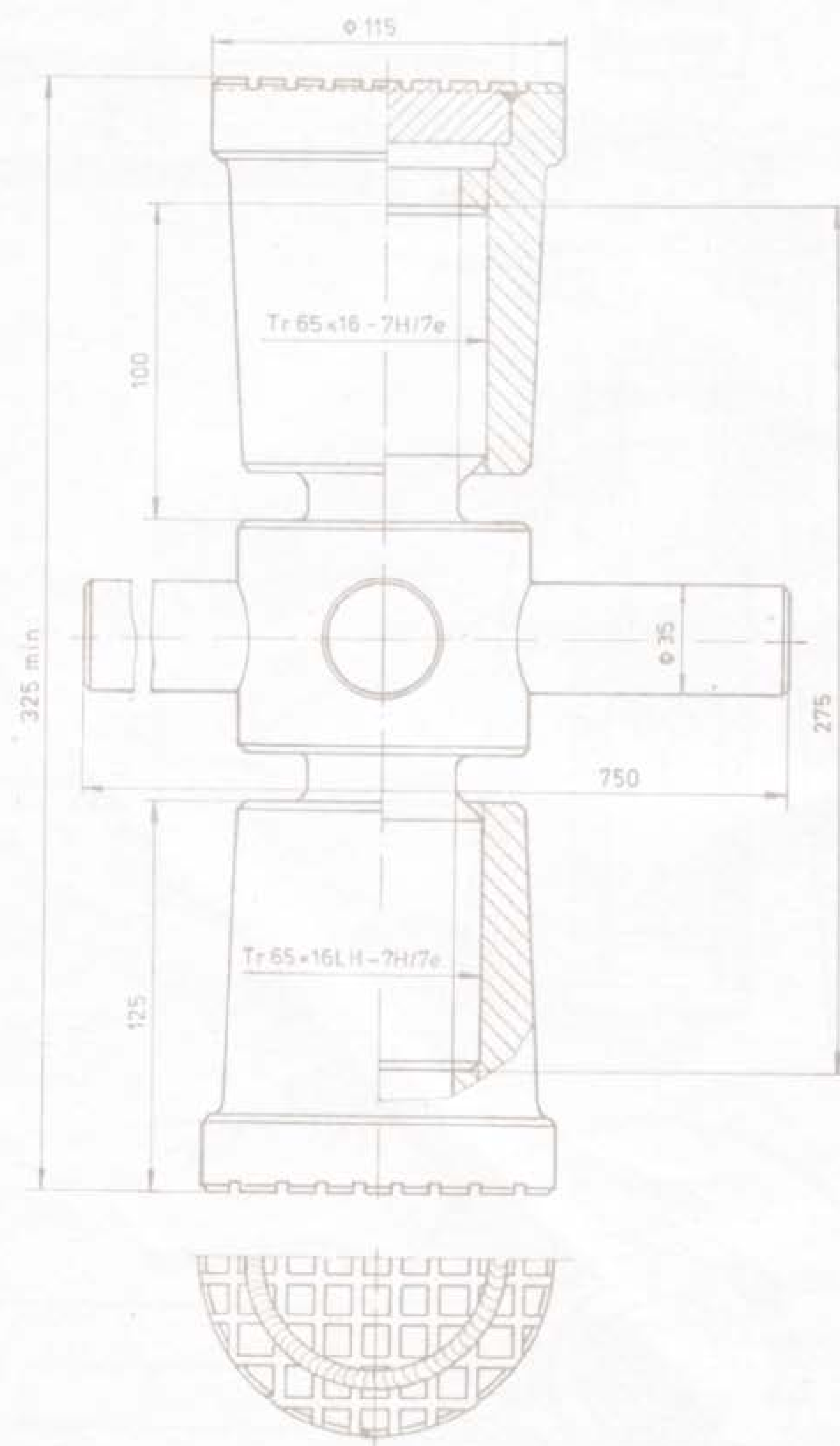



Fig. A12.8 Cric dublu

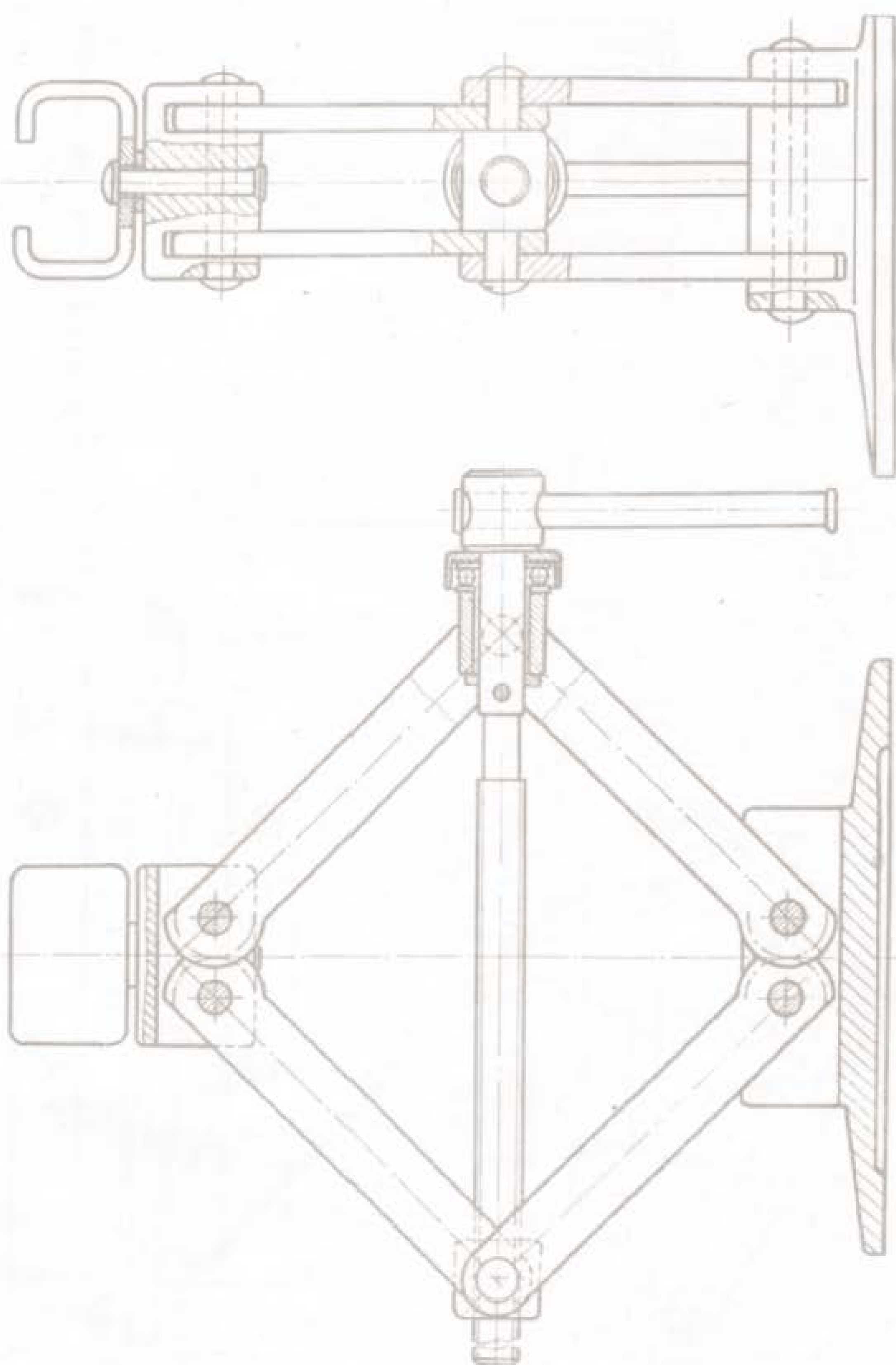


Fig. A12.9 Cric cu pîrghii auto

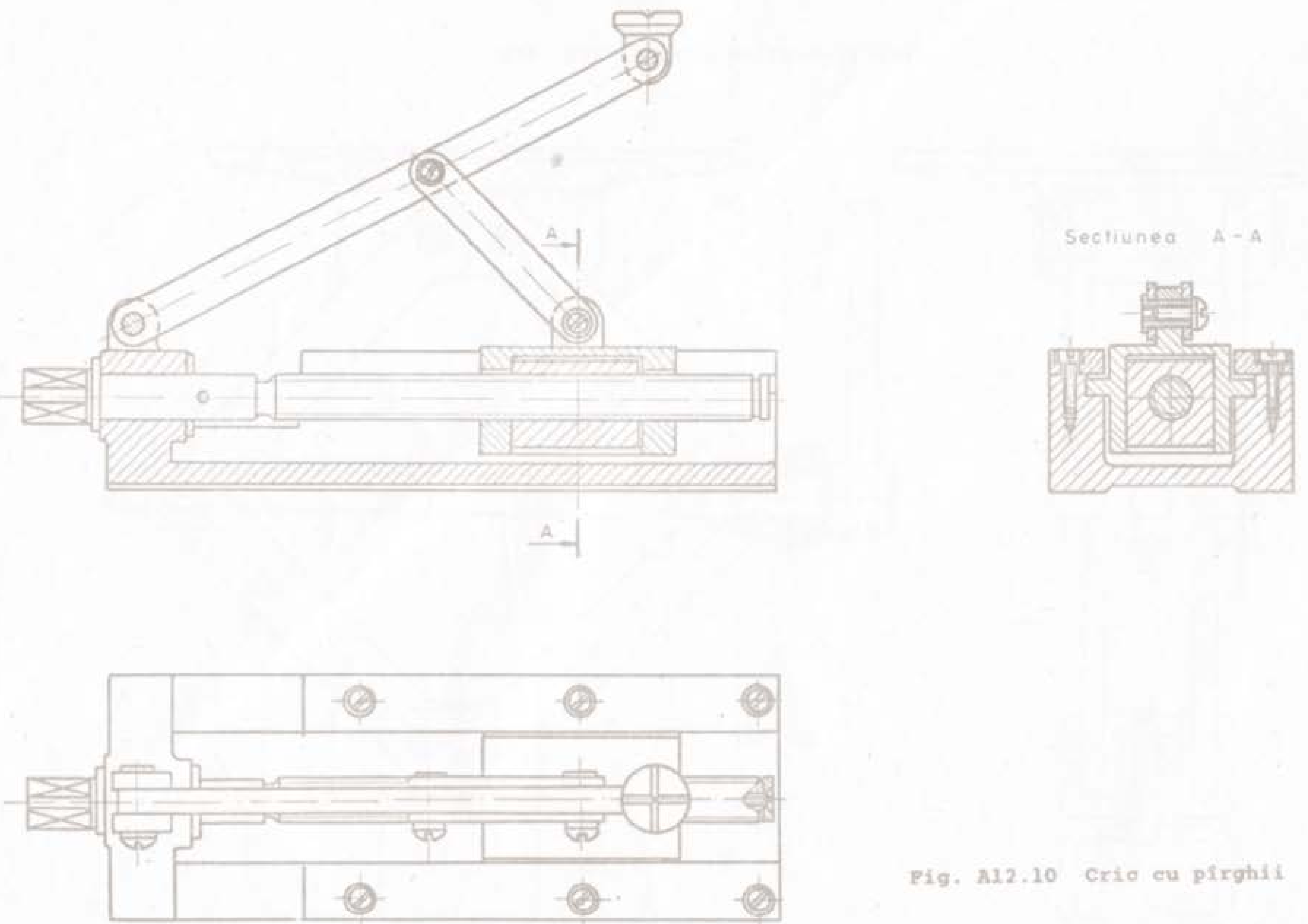



Fig. A12.10 Cric cu pîrghii

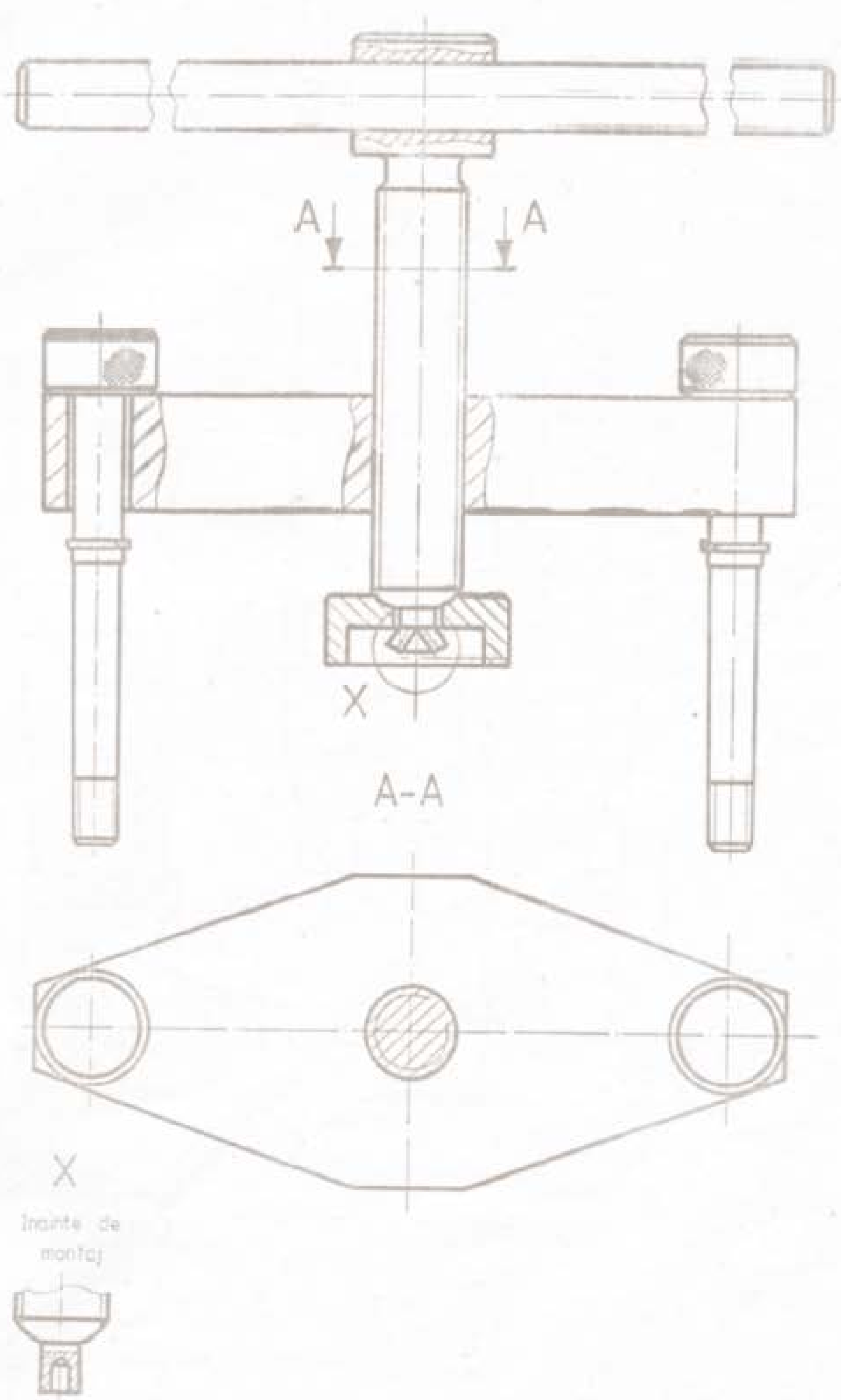



Fig. A12.17 Extractor

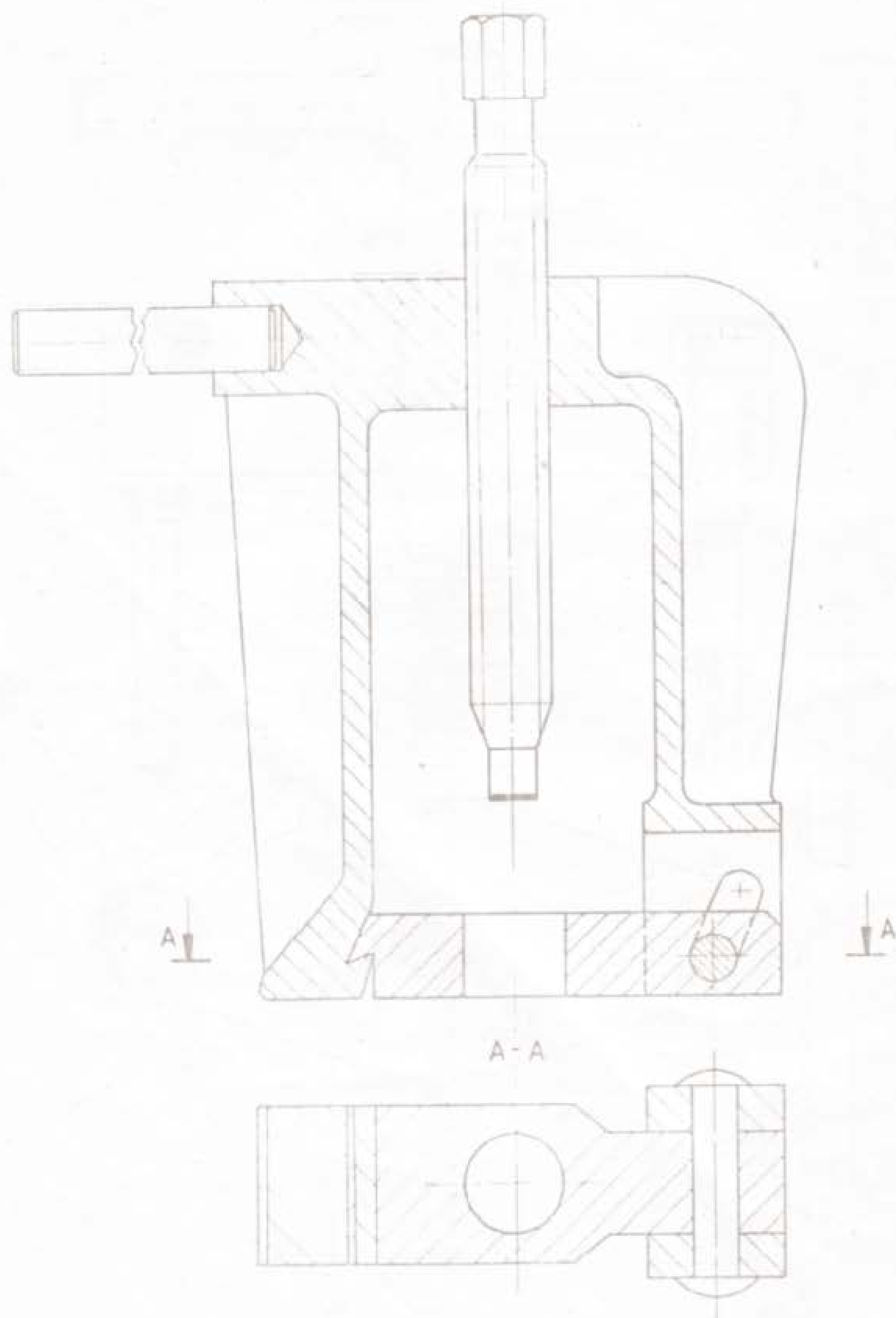



Fig. A12.18 Presă pentru montarea şi demontarea lanţurilor

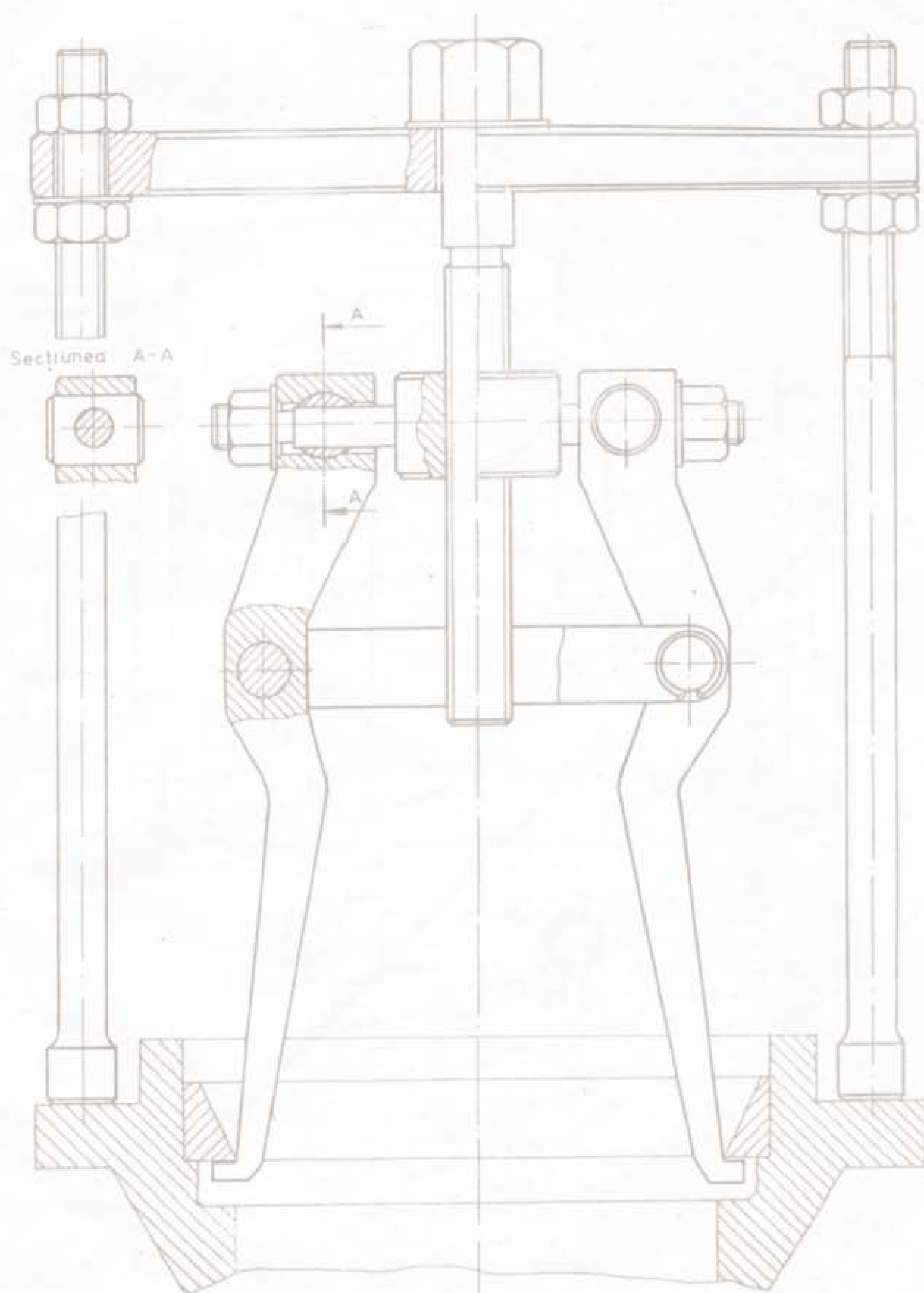



Fig. A12.13 Extractor

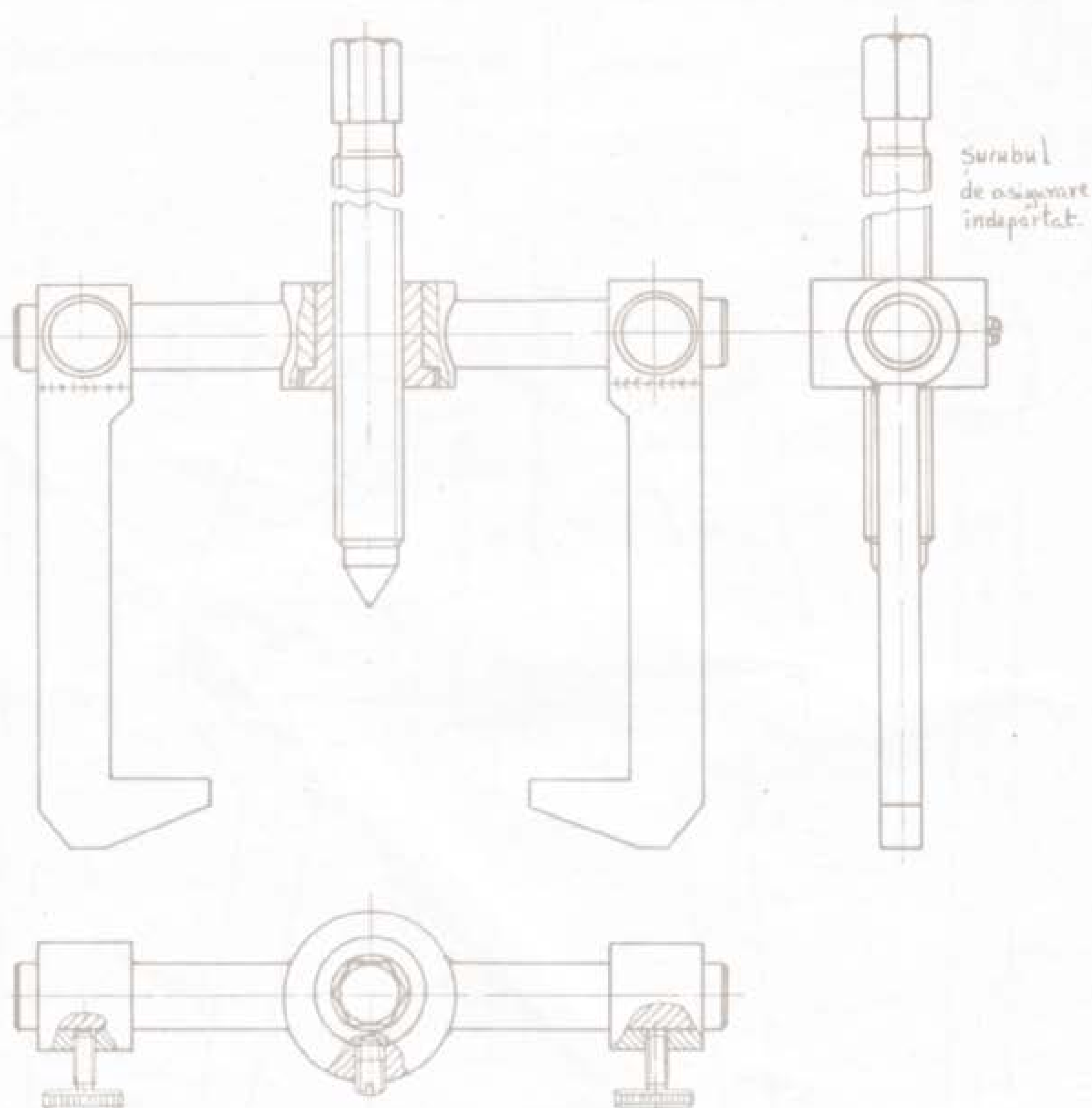



Fig. A12.14 Extractor

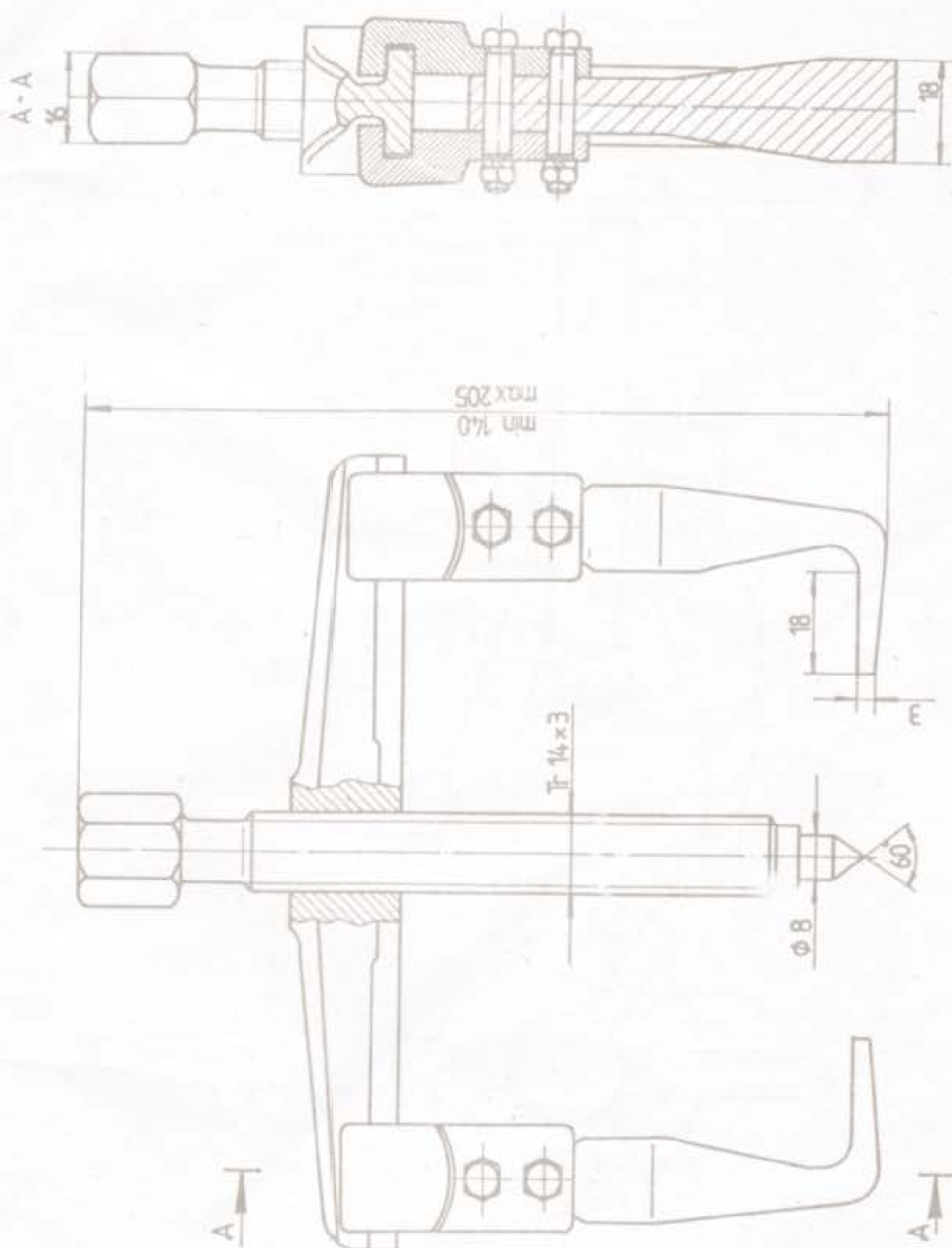



Fig. A12.15 Extractor

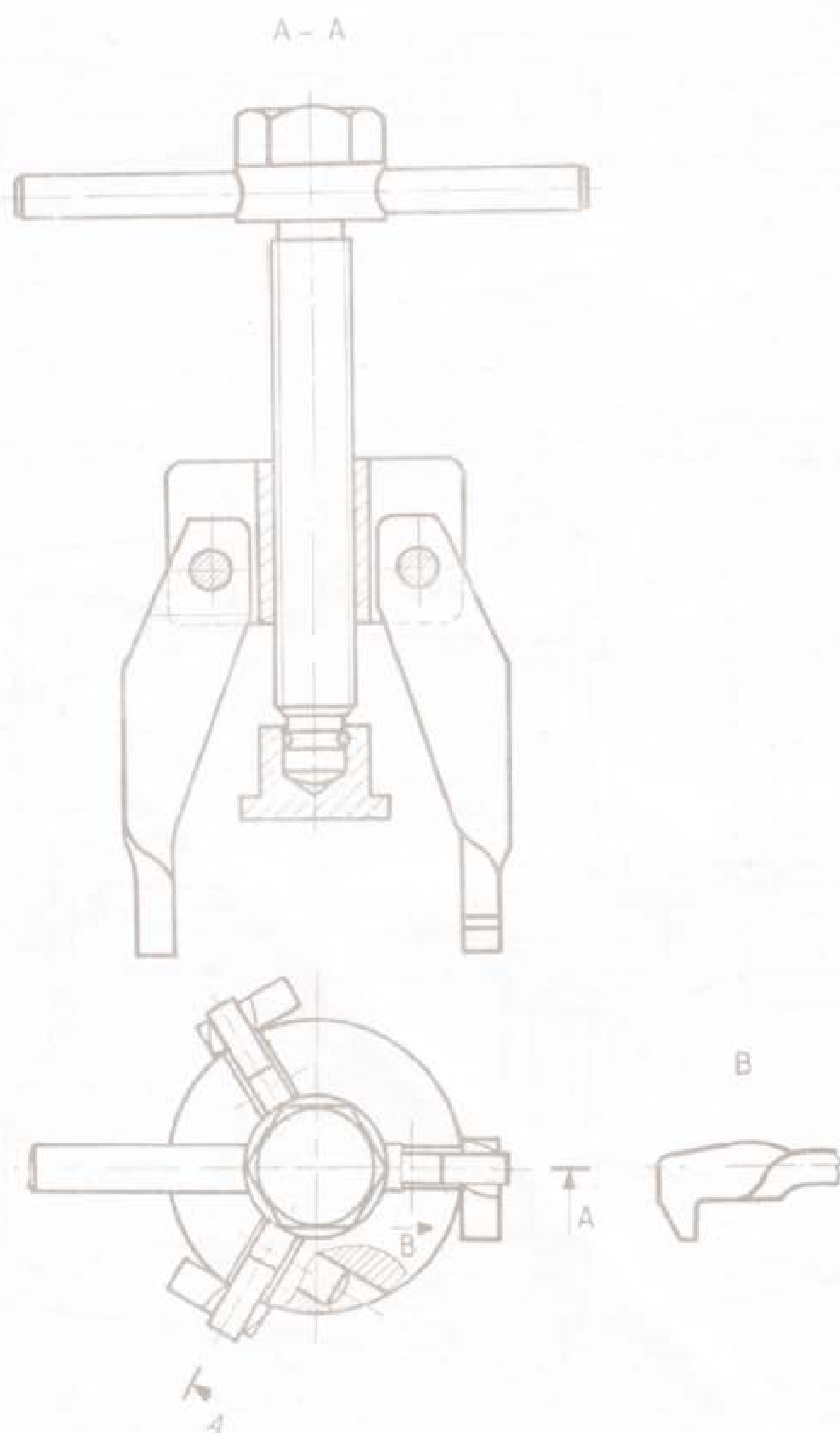



Fig. A12.16 Extractor

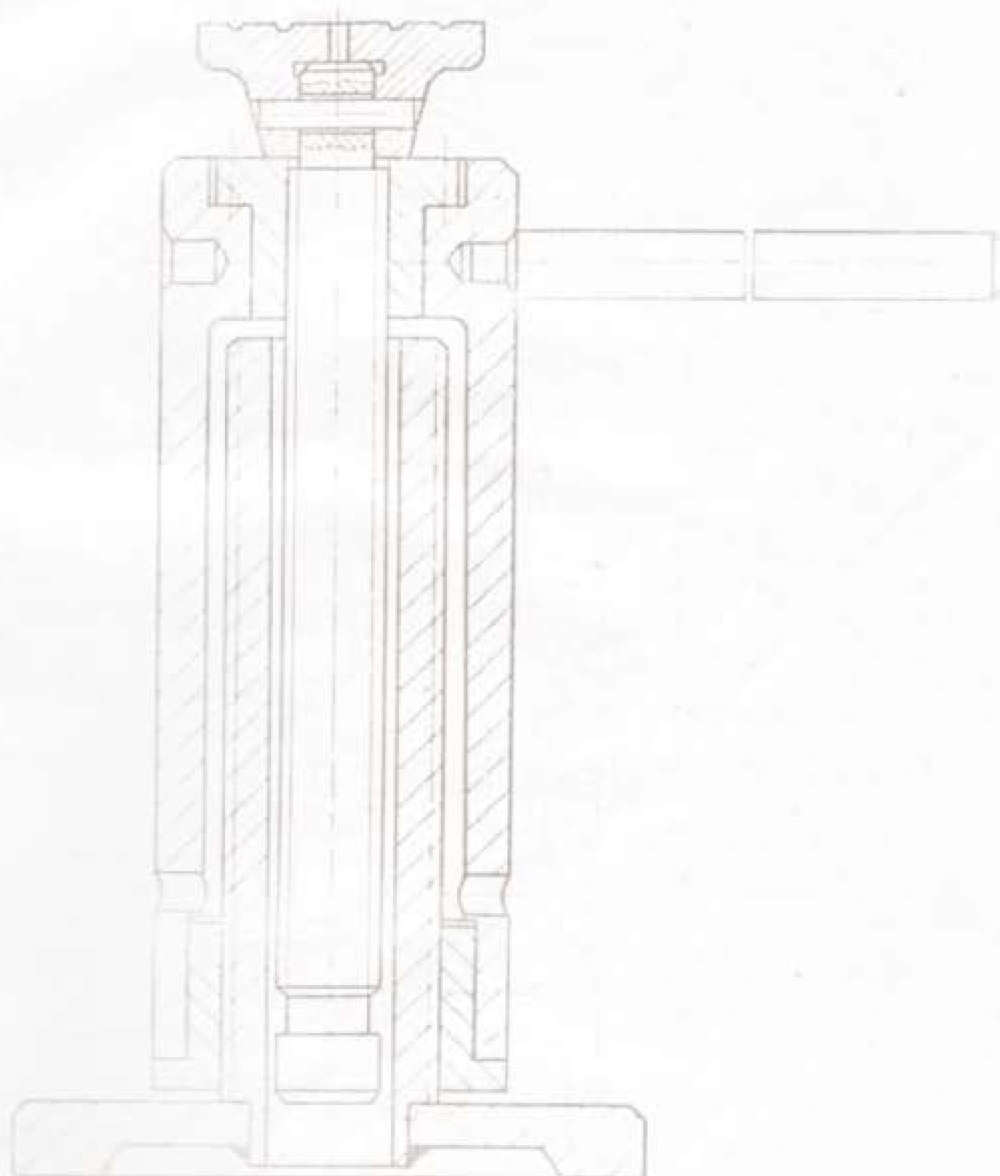


Fig. A12.11 Cric telescopic

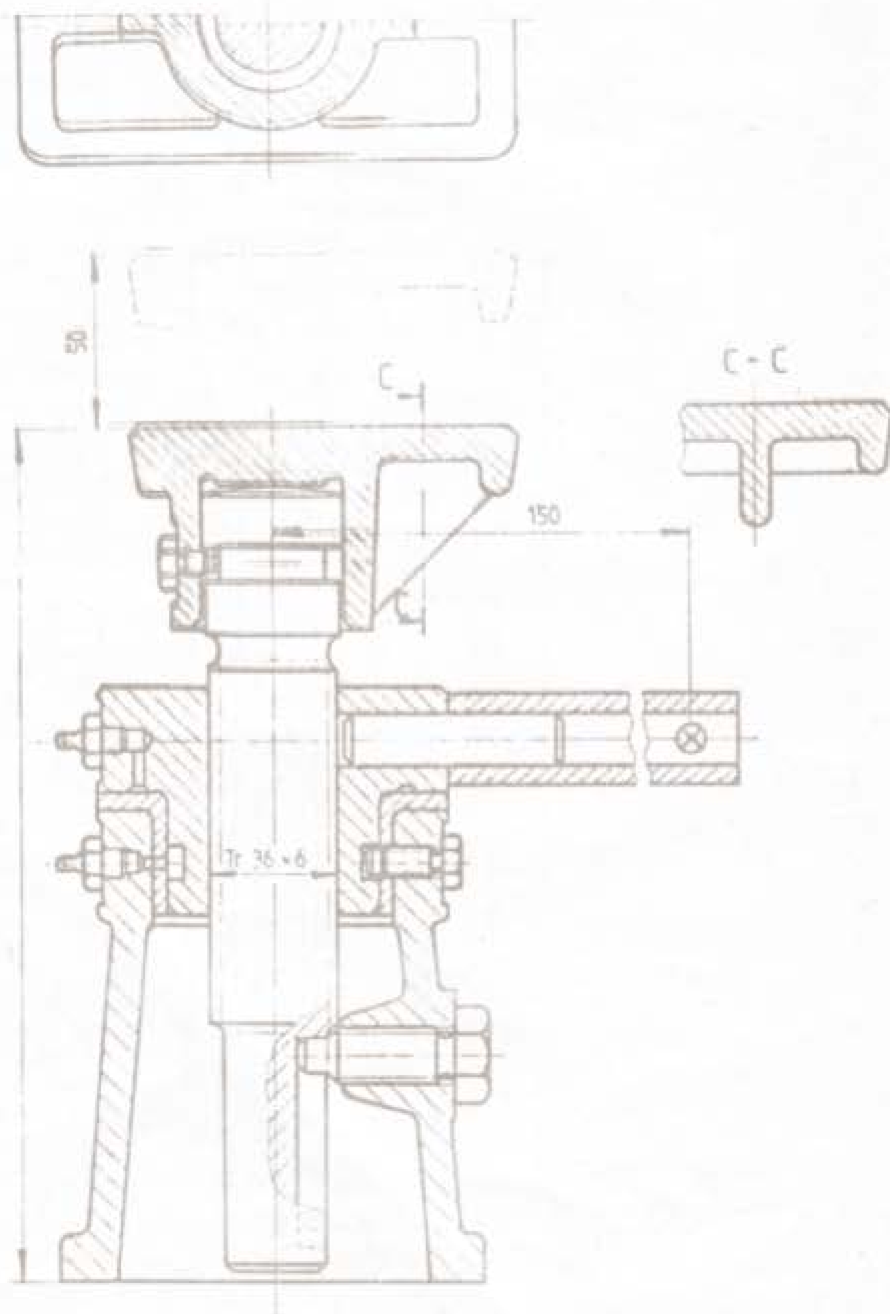



Fig. A12.12 Cric simplu

Din "Die Schraubenberechnung" M. Fleming şi L. Baraf. E.T.H. Zürich

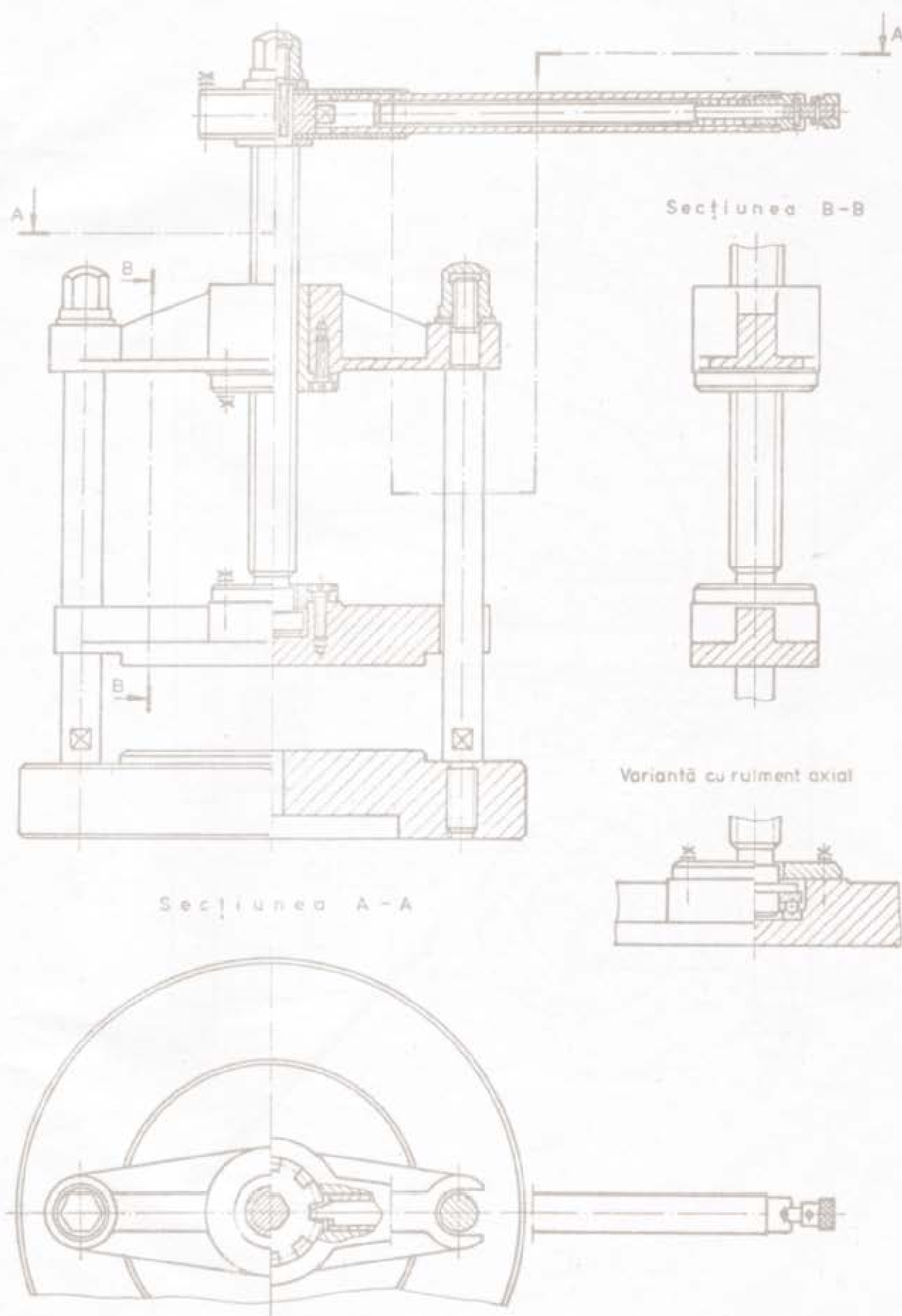



Fig. A12.19 Presă

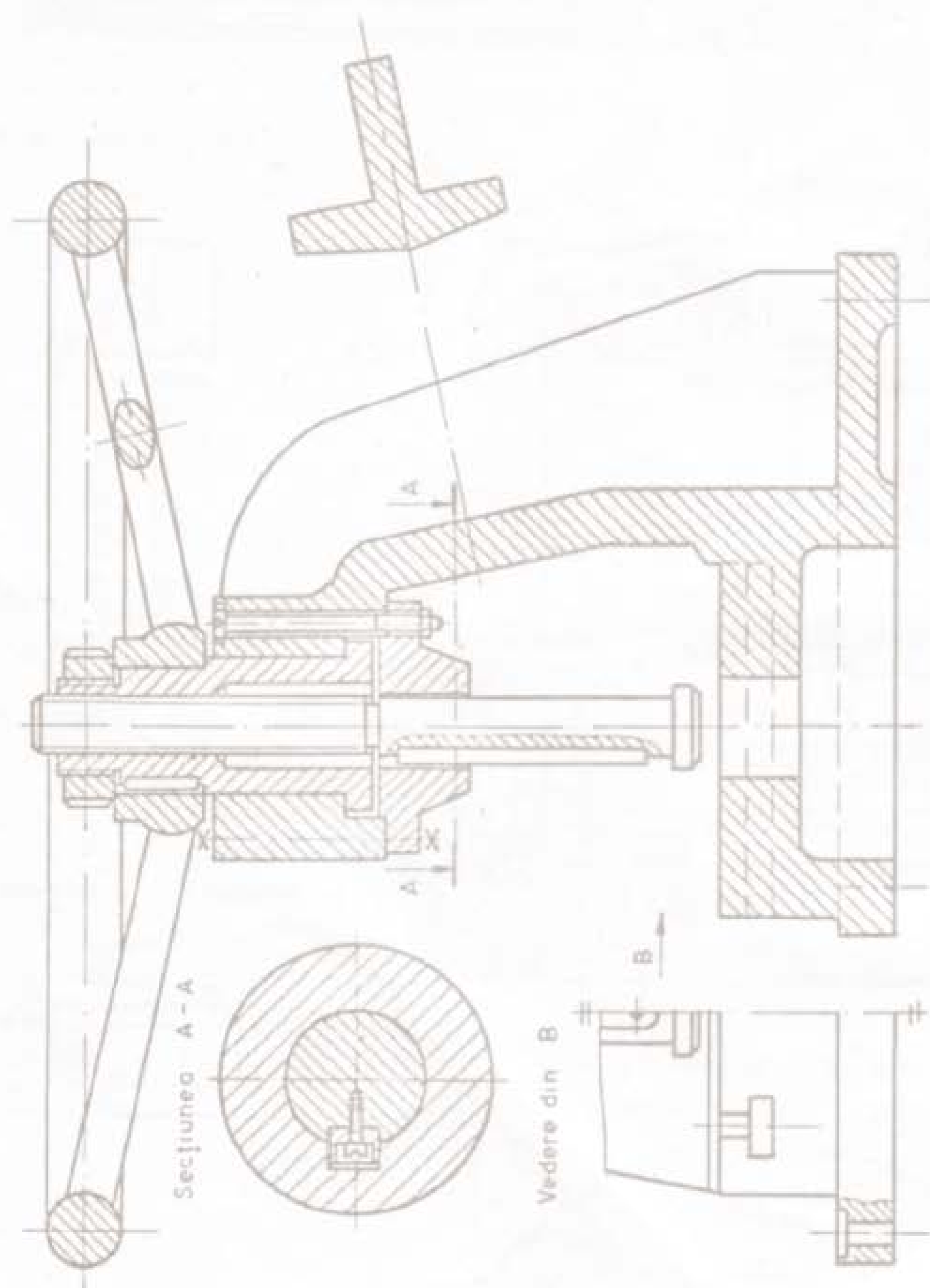



Fig. A12.20 Presă cu piuliţă rotitoare

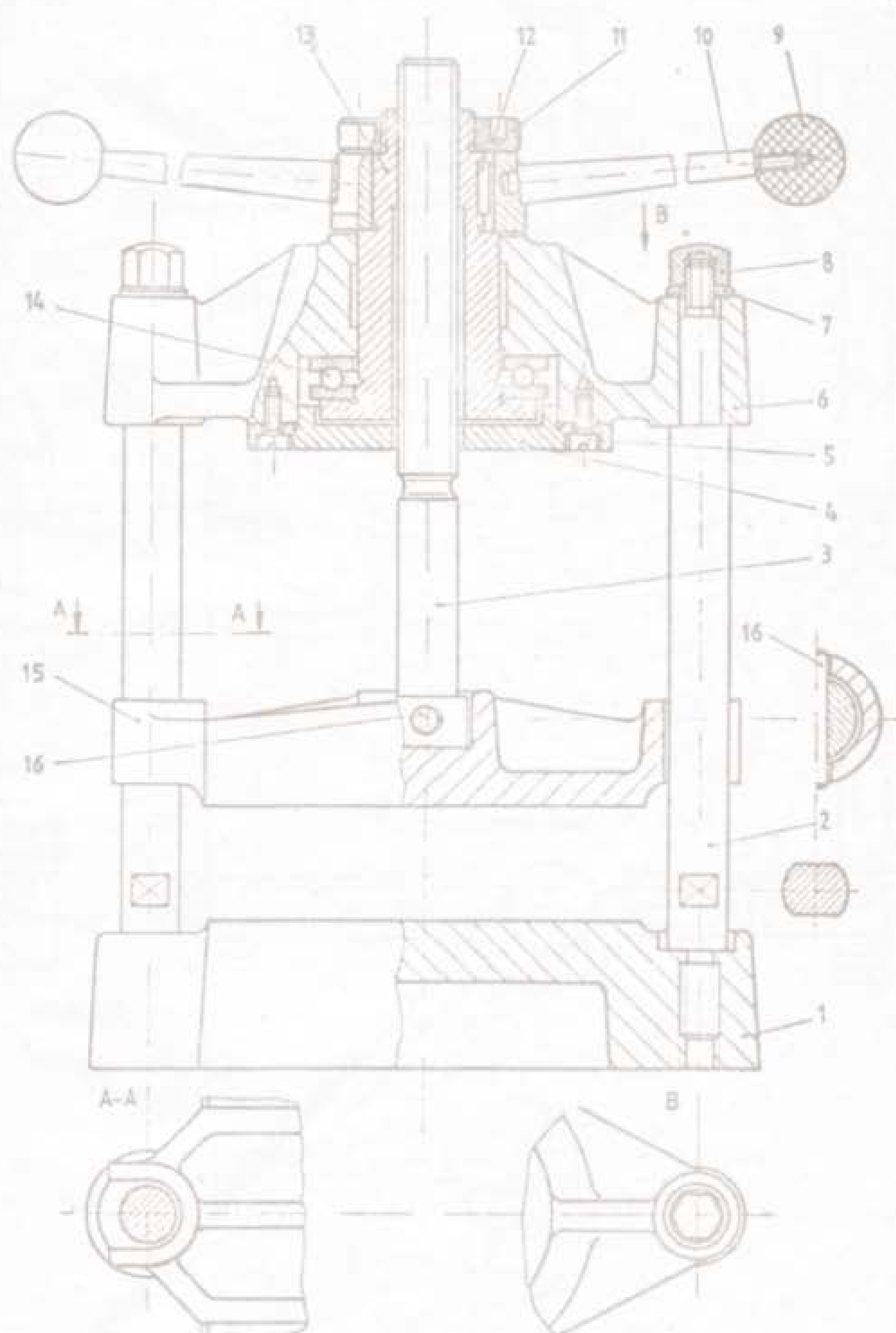



Fig. A12.21 Presă cu piuliță rotitoare

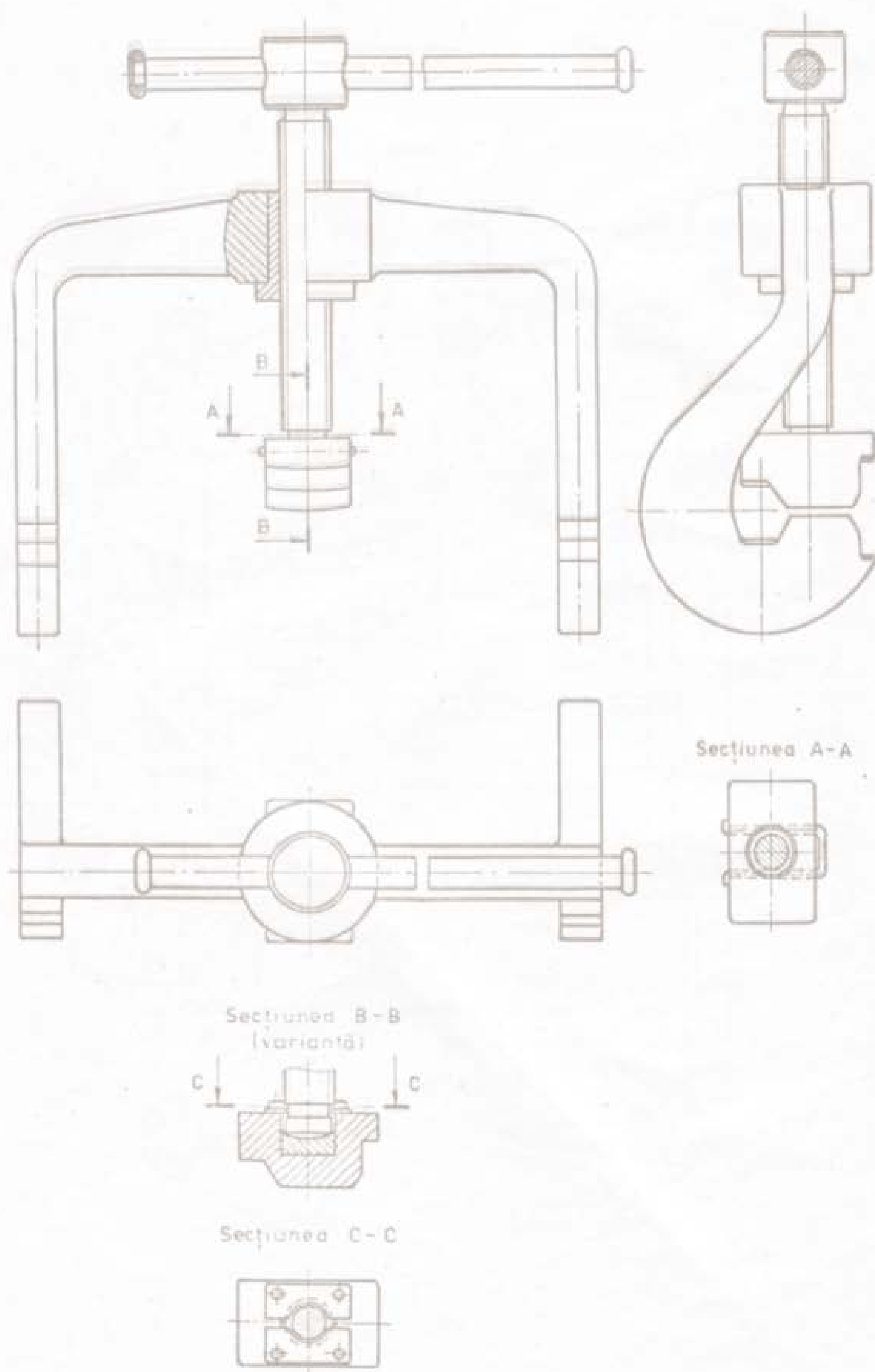



Fig. A12.22 Presă pentru îndoirea șinelor de cale ferată

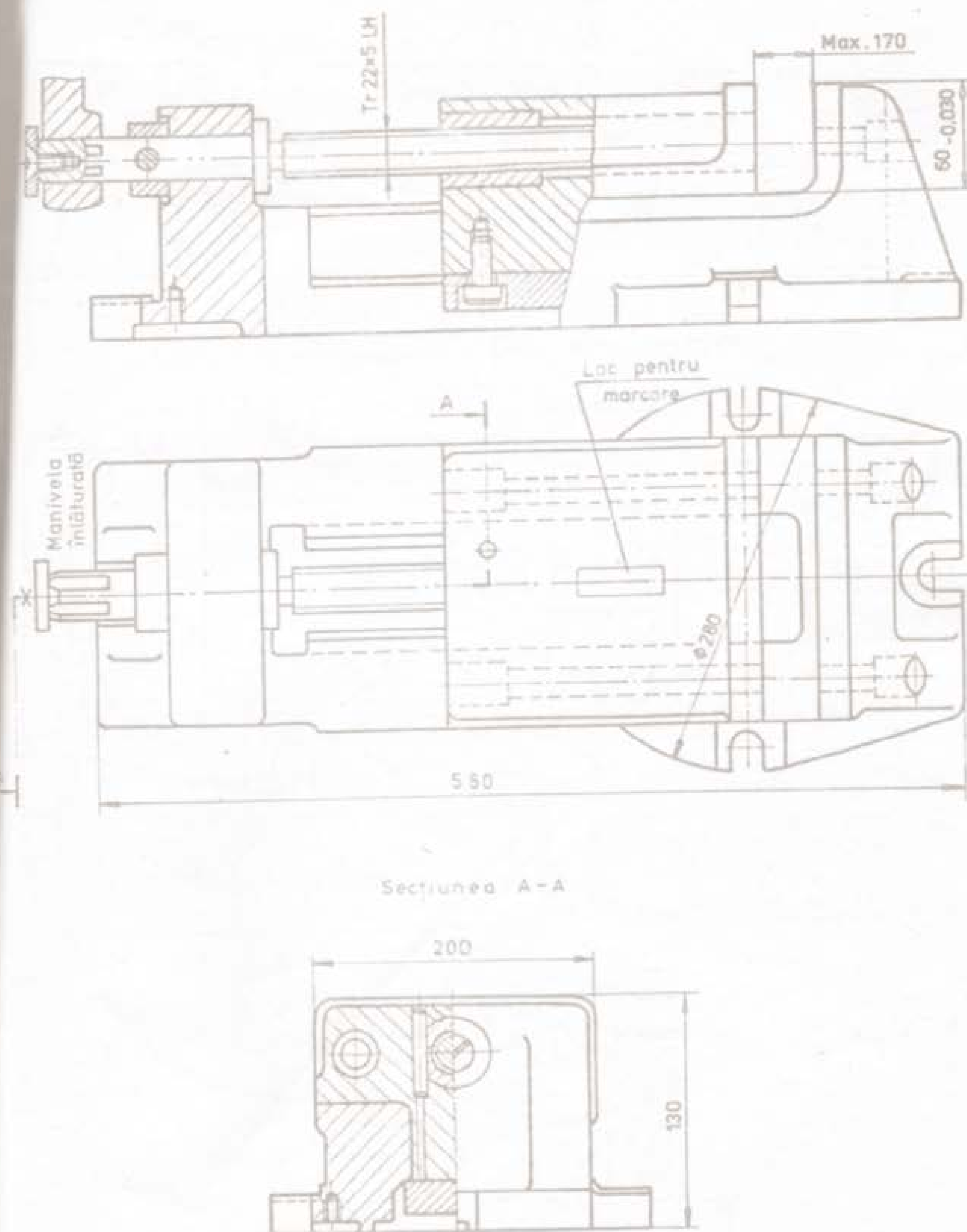



Fig. A12.23 Menghină paralelă cu falcă fixă

Secţiunea A - A

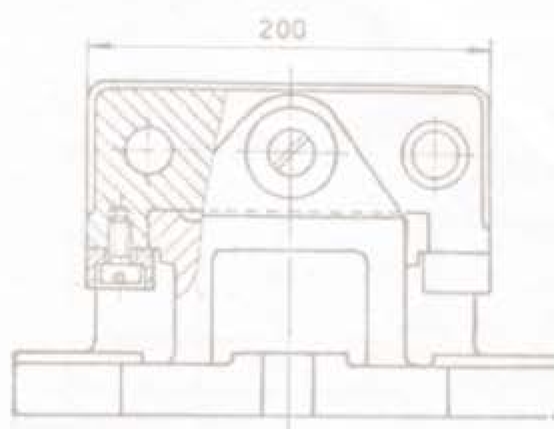
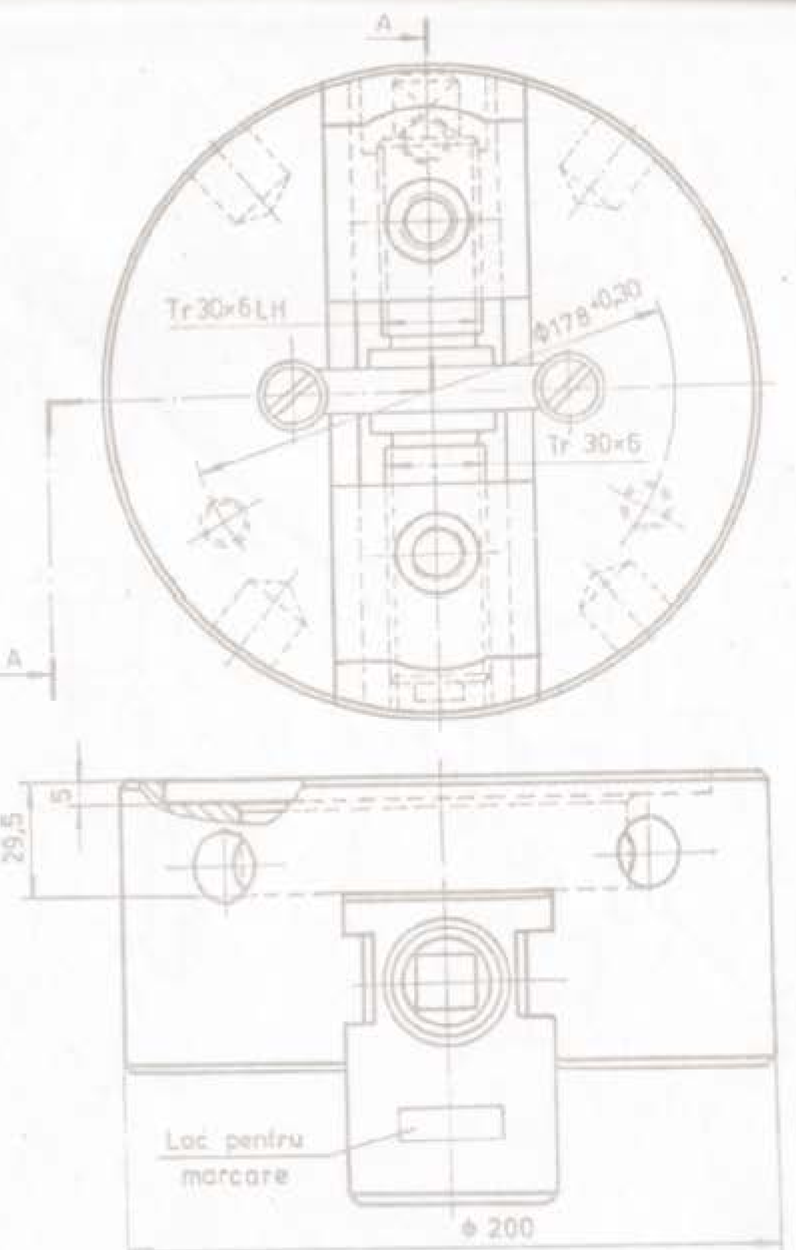



Fig. A12.24 Menghină paralelă cu falcă fixă




Secţiunea A-A

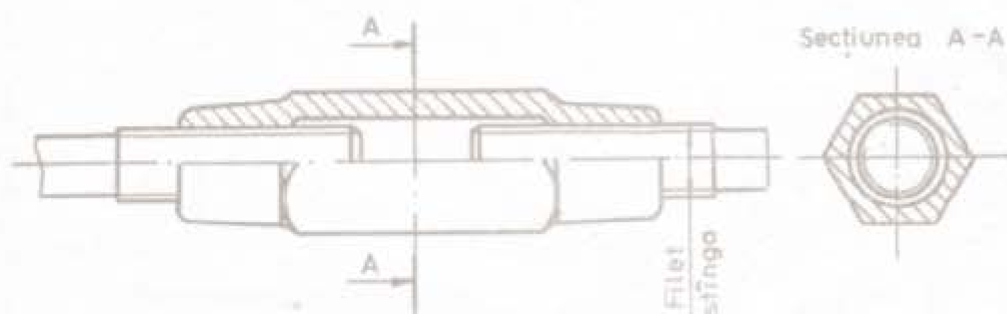
113,5

ϕ160+0,024

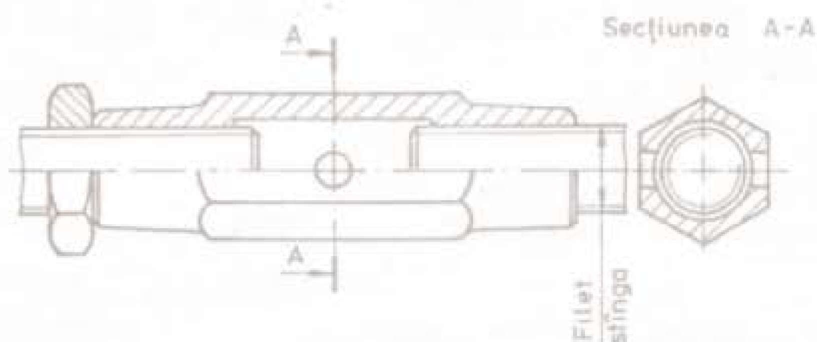
Min. 118

Max. 172

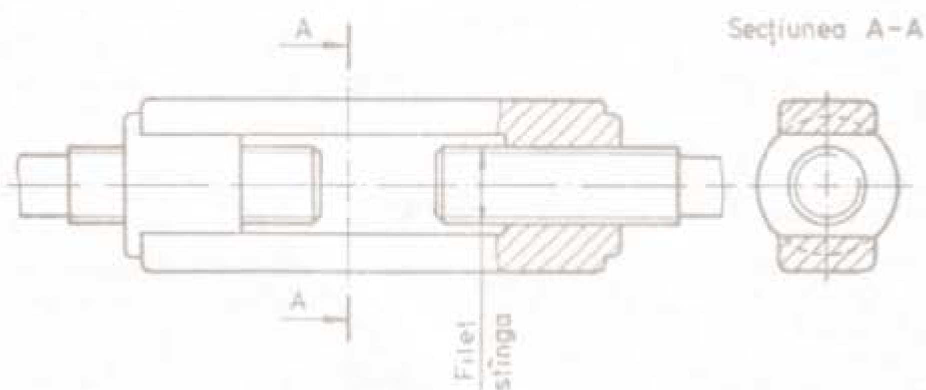
Fig. A12.25 Universal cu două fălci mobile, pentru strung


A
Secțiunea A-A
A
Filet
stînga

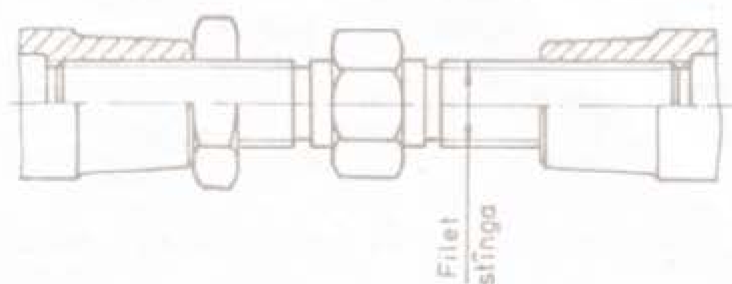
a)


A
Secțiunea A-A
A
Filet
stînga

b)


A
Secțiunea A-A
A
Filet
stînga

c)


Filet
stînga

d)

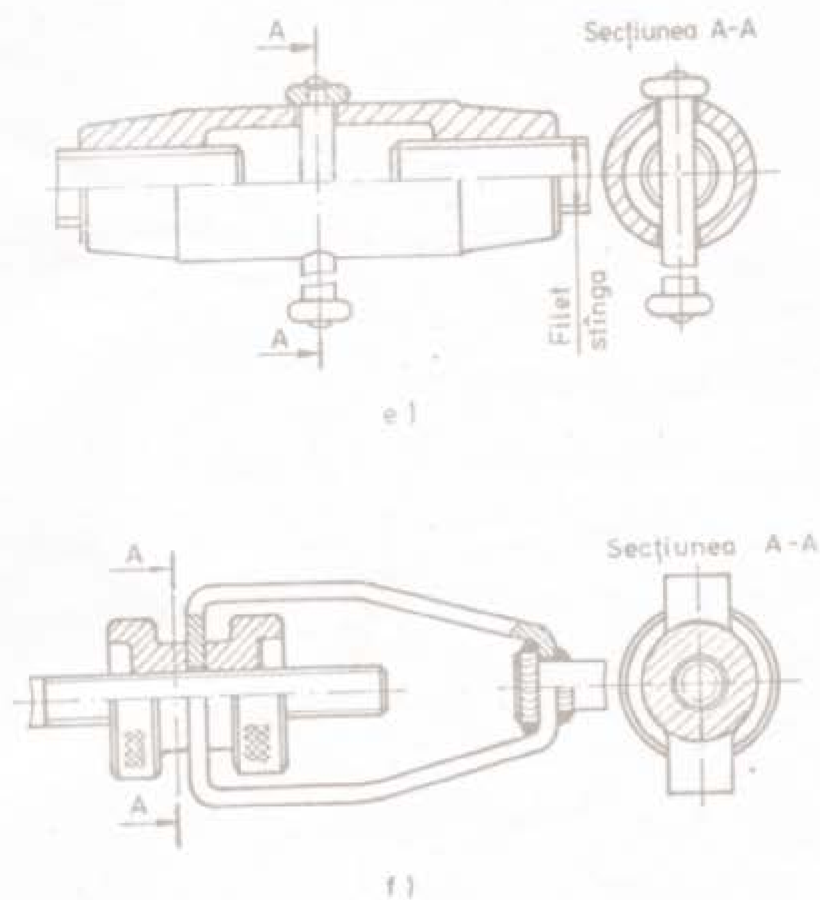



Fig. A12.26 Tiranţi sau ancore reglabile